

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ І
МЕХАНОТРОНІКИ

«На правах рукопису»

УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ О.Ф. Луговський

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 131 Прикладна механіка
(код і назва спеціальності)

на тему: Дослідження процесів в порожнинах пневмоциліндра при рекуперації
пневматичної енергії

Виконав : студент 6 курсу, групи МА71-мп
(шифр групи)

_____ Суховій Олександр Олександрович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник ст. викл., к.т.н. Галецький О. С. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант ОП та безпека в НС к.т.н., ас. Ковтун Андрій Іванович _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент Директор Інституту Гідромеханіки, академік НАН України, д. т. н.,

проф. Грінченко В. Т. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 рік

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут**

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

Освітній ступінь «магістр»

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ О. Ф. Луговський
(підпис) (ініціали, прізвище)

« ____ » _____ 2018 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Суховій Олександр Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Дослідження процесів в порожнинах пневмоциліндра при рекуперації пневматичної енергії

науковий керівник дисертації ст. викл., к.т.н. Галецький О. С.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » листопада 2018 р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження: є процес функціонування пневматичного риводу з системою рекуперації стиснутого повітря у сукупності із взаємноузгодженими параметрами складових частин та умовами експлуатації

4. Предмет дослідження є взаємозв'язок параметрів та умов експлуатації з функціональними характеристиками, коефіцієнтом корисної дії, енергоефективністю пневматичного приводу з системою рекуперації стиснутого повітря

5. Перелік завдань, які потрібно розробити - Запропонувати схемні рішення модуля рекуперації стиснутого повітря, для повторного використання.

- провести розрахунки модуля накопичення енергії стиснутого повітря
- провести розрахунки лабораторного стенда для проведення експериментальних досліджень модуля рекуперації стиснутого повітря.

- розробити математичну модель роботи модуля рекуперації пневматичної енергії, та перевірити її на коректність роботи.
- провести модельні дослідження, що підтверджують ефективність роботи системи з модулем рекуперації стиснутого повітря

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу _____

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Ковтун А.І., асистент		

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз існуючих типів систем, що дозволяють перетворювати механічну енергію в енергію стиснутого повітря.		
2	Розробка пневматичної схеми, розробка електросхеми управління системою пневматичної рекуперації, розрахунок системи рекуперації, розроблення математичної моделі для дослідження системи рекуперації пневматичної енергії		
3	Перевірка математичної моделі на коректність роботи та адекватність, проведення математичних досліджень, обробка отриманих даних та формування висновків.		

Студент

(підпис)

Суховій О. О.
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Галецький О. С.
(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на тему : «Дослідження процесів в порожнинах пневмоциліндра при рекуперації пневматичної енергії», складається з 5 розділів, обсяг пояснювальної записки 102 сторінки основного тексту, включає 39 рисунків і 28 таблиці, та 10 плакатів графічного матеріалу.

Метою роботи є підвищення ефективності використання енергії в системах рекуперації та створення експериментального стенду для дослідження системи накопичення стиснутого повітря, на базі стенда для динамічних випробувань поршневого пневмопривода двосторонньої дії.

Проведення досліджень дозволяють підтвердити, що система дозволяє накопичувати стиснуте повітря і в подальшому використовувати його для виконання корисної роботи.

Для досягнення зазначеної мети в роботі поставлені наступні задачі:

- запропонувати схемні рішення модуля рекуперації стиснутого повітря, для повторного використання
- провести розрахунки модуля накопичення енергії стиснутого повітря
- провести розрахунки лабораторного стенда для проведення експериментальних досліджень модуля рекуперації стиснутого повітря
- розробити математичну модель роботи модуля рекуперації пневматичної енергії, та перевірити її на коректність роботи
- провести модельні дослідження, що підтверджують ефективність роботи системи з модулем рекуперації стиснутого повітря

Перший розділ даної роботи присвячено аналізу існуючих систем та пневматичних приводів з функцією накопичення стиснутого повітря.

Другий розділ даної роботи присвячено розробці експериментального стенду та дослідженню модулю накопичення стиснутого повітря.

Третій розділ даної роботи присвячено розробці математичної моделі для дослідження системи накопичення стиснутого повітря.

Об'єктом досліджень є процес функціонування пневматичного приводу з системою рекуперації стиснутого повітря у сукупності із взаємно узгодженими параметрами складових частин та умовами експлуатації.

Предметом досліджень є взаємозв'язок параметрів та умов експлуатації з функціональними характеристиками, коефіцієнтом корисної дії, енергоефективністю пневматичного приводу з системою рекуперації стиснутого повітря.

Наукова новизна одержаних результатів:

- Запропоновано підвищити ефективність накопичення енергії стиснутого за рахунок перетворення кінетичної енергії рухомих мас в енергію стиснутого повітря, що дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії пневматичного приводу та цілої системи.
- Вперше розроблено математичну модель системи накопичення стиснутого повітря, що дозволяє проектувати системи рекуперації для пневматичних приводів двосторонньої дії.

Публікації. За темою магістерської дисертації було опубліковано 2 праці, а саме 2 тези на всеукраїнську науково-технічну конференцію.

Ключові слова: *модуль накопичення стиснутого повітря, енергоефективність, поршневий пневмопривод, підвищення коефіцієнта корисної дії.*

ABSTRACT

Master's dissertation on the topic "Investigation of processes in pneumocylinder cavities during pneumatic energy recovery" consists of 5 sections, the volume of the explanatory note 102 pages of the main text, includes 39 drawings and 24 tables, and 10 posters of graphic material.

The aim of the work is to increase the efficiency of energy use in recovery systems and to create an experimental stand for research of the system of accumulation of compressed air, based on the stand for dynamic testing of a piston pneumodrive two-way operation.

Carrying out researches will allow to confirm that the system allows to accumulate compressed air and in the future to use it for performance of useful work.

To achieve this goal in the work set the following tasks:

- to offer the circuit decisions of the recuperation module of compressed air
- to calculate the module for the accumulation of compressed air energy
- to carry out calculations of the laboratory stand for carrying out of experimental researches of the module of recuperation of the compressed air
- to develop a mathematical model of the operation of the pneumatic energy recuperation module, and to check it for the correctness of the work
- to carry out model researches that confirm the efficiency of the system with the module of compressed air recuperation

The first section of this work is devoted to the analysis of existing systems and pneumatic actuators with the function of accumulation of compressed air.

The second section of this paper is devoted to the development of an experimental booth and the study of the module for the accumulation of compressed air.

The third section of this work is devoted to the development of a mathematical model for studying the system of compressed air accumulation.

The object of research is the process of operation of the pneumatic actuator with the system of recuperation of compressed air in combination with mutually agreed parameters of the components and operating conditions.

The subject of research is the interrelation of parameters and operating conditions with functional characteristics, efficiency factor, energy efficiency of the pneumatic actuator with the system of compressed air recuperation.

Scientific novelty of the obtained results:

- It is proposed to increase the efficiency of accumulation of energy compressed by converting the kinetic energy of moving masses into the energy of compressed air, which allows to increase the efficiency of the pneumatic actuator and the whole system.
- For the first time a mathematical model of compressed air accumulation system has been developed, which allows designing a system of recuperation for pneumatic actuators of two-way operation.

Publications On the theme of the master's thesis 2 papers were published, namely 2 theses for the All-Ukrainian scientific and technical conference.

Key words: *compressed air accumulation module, energy efficiency, piston pneumatic actuator, increase of efficiency.*

Пояснювальна записка до магістерської дисертації

на тему: Дослідження процесів в порожнинах пневмоциліндра при рекуперації
пневматичної енергії

ЗМІСТ

ВСТУП.....	12
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ З ФУНКЦІЄЮ НАКОПИЧЕННЯ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ.....	14
1.1. Система рекуперації пневматичної енергії E.A.R.S.....	14
1.2. Рекуперація енергії гальмування.....	17
1.3. Клапани Nexmatix для перенаправлення відпрацьованого повітря.....	19
1.4. Система рекуперації повітря (ARS).....	22
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДУ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МОДУЛЮ НАКОПИЧЕННЯ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ.....	26
2.1. Формулювання вхідних даних для лабораторного стенда з модулем накопичення стиснутого повітря.....	26
2.2. Теоретичне підтвердження ефективності роботи модуля накопичення стиснутого повітря.....	26
2.3. Розробка електропневматичної схеми лабораторного стенда з модулем накопичення стиснутого повітря.....	29
2.4. Робота системи накопичення стиснутого повітря.....	32
2.5. Розрахунок лабораторного стенду з модулем накопичення стиснутого повітря.....	37
2.5.1. Статичний розрахунок приводу.....	37
2.5.2. Діаграма роботи пневмоциліндра двосторонньої дії.....	44
2.5.3. Розрахунок модуля системи накопичення стиснутого повітря.....	45
2.6. Методика розрахунку пневматичного приводу з системи рекуперації пневматичної енергії.....	51

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ НАКОПИЧЕННЯ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ.....	53
3.1. Математична модель системи накопичення стиснутого повітря при мультирежимній роботі.....	53
3.1.1. Математична модель для першого режиму роботи системи.....	55
3.1.2. Математична модель для другого режиму роботи системи.....	57
3.1.3. Математична модель для третього режиму роботи системи.....	59
3.2. Перевірка розроблених математичних моделей на коректність роботи.....	60
3.3. Модельні дослідження процесу функціонування модулю рекуперації стиснутого повітря в різних режимах роботи.....	68
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ.....	74
4.1. Опис ідеї проекту.....	74
4.2. Технологічний аудит ідеї проекту.....	75
4.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап проекту	76
4.3.1. Аналіз попиту.....	76
4.3.2. Визначення потенційної групи клієнтів.....	77
4.3.3. Аналіз ринкового середовища.....	78
4.3.4. Аналіз пропозиції.....	79
4.3.5. Детальний аналіз конкуренції в галузі.....	81
4.3.6. Аналіз факторів конкурентоспроможності.....	82
4.3.7. Складання SWOT-аналізу.....	83
4.3.8. Альтернативи ринкової поведінки.....	84
4.4. Розроблення ринкової стратегії проекту.....	86
4.4.1. Стратегія охоплення ринку.....	86

	11
4.4.2. Базова стратегія розвитку.....	87
4.4.3. Стратегія конкурентної поведінки.....	89
4.5. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту.....	90
4.5.1. Формування маркетингової концепції товару.....	90
4.5.2. Визначення цінових меж.....	91
4.5.3. Визначення оптимальної системи збуту.....	91
4.5.4. Концепція маркетингових комунікацій.....	93
4.6. Висновки.....	94
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	95
5.1. Санітарно-гігієнічна характеристика приміщення лабораторії	95
5.2. Вимоги до мікроклімату під час роботи в лабораторії.....	96
5.3. Вимоги до освітлення під час роботи в лабораторії.....	97
5.4. Електробезпека.....	100
5.5. Пожежна безпека.....	101
5.6. Висновки по розділу.....	106
ВИСНОВКИ.....	107
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	108
ДОДАТКИ	
Додаток А.....	110
Додаток Б.....	123
Додаток В.....	129
Додаток Г.....	134
Додаток Д.....	136

ВСТУП

Актуальність

На сьогоднішній день ставляться досить жорсткі вимоги до сучасного виробництва, однією з цих вимог є забезпечення високої енергоефективності роботи, в свою чергу показником енергоефективності є коефіцієнт корисної дії системи і приводу. Загально відомо досить широкий спектр застосування пневматичних приводів в машинобудівному, хімічному, фармацевтичному, харчовому та інших галузях виробництва. В свою чергу застосування пневмоприводів веде за собою менш енергоефективне використання ресурсів, так як коефіцієнт корисної дії від джерела живлення до виконавчого пристрою значно зменшується і складає 20÷40%. Постійне підвищення ціни енергетичних ресурсів таких, як нафта, природній газ та інші, які використовуються для отримання електричної енергії, що надалі використовується для стиснення повітря або газу, спричиняє здороження використання пневматичних приводів. Це, в свою чергу, приводить до підвищення ціни кінцевого продукту і, в деяких випадках, негативно впливає на конкурентну здатність підприємства. Одним з напрямків вирішення цієї проблеми є застосування енергоефективних систем у виробництві. На сьогодні існує багато методів забезпечення підвищення енергоефективності, але вони потребують дослідження їх ефективності. Одним з таких методів є реалізація системи рекуперації. Тобто перетворення, наприклад кінетичної енергії в енергію стиснутого повітря і накопиченням з наступним її використанням. Це дещо підвищить ККД пневматичної системи та зменшить витрату пневматичної енергії за рахунок повторного застосування енергії стиснутого повітря.

Наукова новизна

- Запропоновано підвищити ефективність накопичення енергії стиснутого за рахунок перетворення кінетичної енергії рухомих мас в енергію стиснутого повітря, що дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії пневматичного приводу та цілої системи.
- Вперше розроблено математичну модель системи накопичення стиснутого повітря, що дозволяє проектувати системи рекуперації для пневматичних приводів двосторонньої дії.

Мета та задачі

Підвищення ефективності використання енергії в системах рекуперації та створення експериментального стенду для дослідження системи накопичення стиснутого повітря.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- запропонувати схемні рішення модуля рекуперації стиснутого повітря, для повторного використання
- провести розрахунки модуля накопичення енергії стиснутого повітря
- провести розрахунки лабораторного стенда для проведення експериментальних досліджень модуля рекуперації стиснутого повітря
- розробити математичну модель роботи модуля рекуперації пневматичної енергії, та перевірити її на коректність роботи
- провести модельні дослідження, що підтверджують ефективність роботи системи з модулем рекуперації стиснутого повітря

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ З ФУНКЦІЄЮ НАКОПИЧЕННЯ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ

1.1. Система рекуперації пневматичної енергії E.A.R.S.

Система рециркулює стиснуте повітря назад до компресора, майже подвоюючи ефективність пневматичних систем інструменту. Стиснуте повітря було скинуте в атмосферу у вихлопі від пневматичного інструменту. Щоб зменшити ці відходи, була розроблена замкнута система, яка буде відправляти повітря назад в компресор. E.A.R.S. створила систему, яка перетворює традиційний компресор в компресор здатний майже в два рази збільшити свою первісну потужність. На (рис. 1.1) показано лабораторний стенд E.A.R.S. для дослідження системи рекуперації [1].



Рисунок 1.1 – Лабораторний стенд E.A.R.S. для дослідження системи рекуперації [1]

При безперервному використанні споживання енергії знизилося більш ніж на 40%, що допомагає окупитися за рахунок зниження енерговитрат.

Інструменти які працюють на стиснутому повітрі більше не випускають пари масла в атмосферу. Оскільки вихлоп інструменту повертався через шланг в компресор, пил і сміття більше не обдуваються вихлопними газами з інструментів. Повітряні інструменти E.A.R.S. оснащені вбудованим штуцером, який подає стиснене повітря назад в компресор. Багато існуючих звичайних інструментів повітря можна використовувати з спеціальними перехідниками [1].

Система рециркуляції повітря, є системним інструментом, який забезпечує замкнутий контур між компресором і пневматичним інструментом (рис. 1.2), з допомогою захоплення відпрацьованого повітря від пневматичного інструмента, і повернення його до компресора. На думку компанії, такий підхід допомагає генерувати більше інструментальної потужності з меншим споживанням енергії [2].

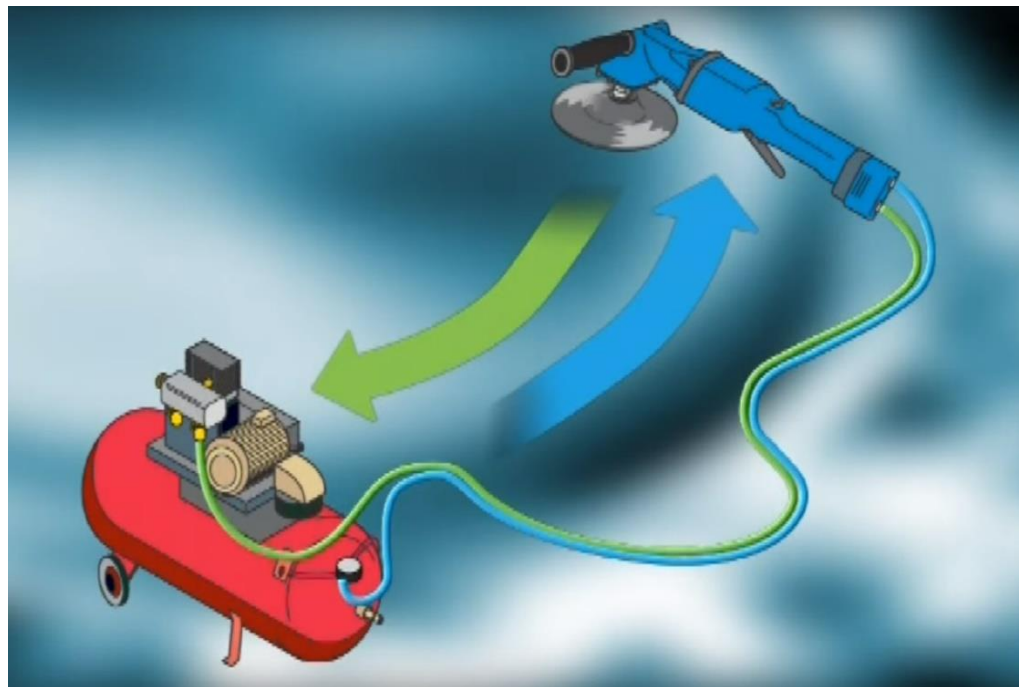


Рисунок 1.2 – Замкнутий контур між компресором і пневматичним інструментом [2]

Стиснуте повітря знову надходить в компресор при більш високому тиску, ніж атмосферний тиск. Компресору не потрібно працювати для

підтримки необхідного тиску. В цій замкнутій системі, тиск і об'ємна витрата залишається практично постійними. Це допомагає скоротити час перезарядки, необхідної компресору для повернення до робочого тиску.

Ряд інструментів E.A.R.S. достатньо великий, щоб покрити загальні вимоги для ремонтної майстерні та індустрії. Діапазон інструментів E.A. R. S. (рис. 1.3) включає в себе наступне і багато іншого [3].



Рисунок 1.3 – Інструменти E.A.R.S. [3]

- Гайковерт
- Викрутка
- Шліфувальні прилади і полірувальники
- Кутова шліфувальна машина
- Молоток

1.2. Рекуперація енергії гальмування

Стиснуте повітря надходить з компресійного циліндра в силовий чи пневматичний акумулятор крізь канал і систему клапанів. Така конструкція забезпечує гнучкість у роботі на різних режимах: нормальної роботи; накопичення енергії гальмування в пневматичному акумуляторі; високої ефективності у разі вимкнення компресійного циліндра і подавання стиснутого повітря з пневматичного акумулятора з подаванням частини стиснутого повітря з компресійного циліндра у пневматичний акумулятор (при його заповненні двигун працює в режимі високої ефективності) [4].

Автори пропонують інший спосіб перетворення традиційного поршневого двигуна внутрішнього згоряння на гібридний двигун-компресор. Новизною є поточна трансформація чотиритактного двигуна у двотактний компресор чи пневматичний двигун залежно від умов руху. Тоді в режимі компресора чи пневматичного двигуна працюють всі циліндри, що підвищує ефективність рекуперації енергії.

Такі двигуни можна застосувати як гібридний двигун-компресор, тобто чотиритактний двигун внутрішнього згоряння і двотактний компресор чи пневматичний двигун. Необхідна в цьому випадку зміна послідовності роботи циліндрів легко досягається електромагнітним приводом клапанів і електронною системою керування [4].

Розглянемо докладніше дію такого двигуна. Схема на (рис. 1.4) відповідає режиму роботи чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння. Впускний канал кожного циліндра доповнений зворотним пластинчастим клапаном 1 і з'єднаний через електромагнітний клапан 2 з пневматичним акумулятором 3.

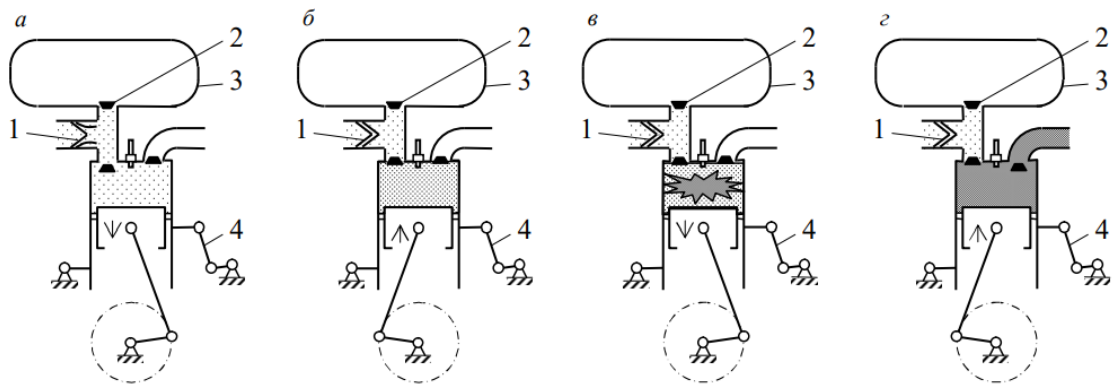


Рисунок 1.4 – Схема роботи в режимі чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння [4]

а – впуск; б – стиск; в – робочий хід; г – выпуск

У режимі рекуперації енергії гальмування двигун працює з максимальним ступенем стискання як двотактний компресор: на такті впуску повітря надходить в циліндр крізь клапани 1 і 5, а на такті стиску повітря нагнітається у пневматичний акумулятор крізь клапани 5 і 2 (рис. 1.5) [4].

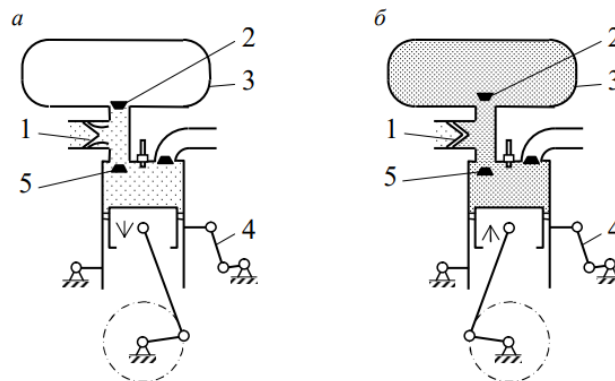


Рисунок 1.5 – Схема роботи в режимі двотактного компресора [4]

а — впуск; б — стиск

Акумулятовану у стисненому повітрі енергію можна використати для пуску двигуна чи приводу автомобіля, тобто можлива робота в режимі двотактного пневматичного двигуна: на такті робочого ходу стиснене повітря з пневматичного акумулятора надходить крізь клапани 2, 5 у циліндр, а на такті випуску повітря з циліндра виштовхується крізь клапан 6 в атмосферу (рис. 1.6) [4].

Завдяки пневматичному акумулятору двигун внутрішнього згоряння може працювати також в двотактному режимі високої ефективності: такт робочого ходу відбувається внаслідок згоряння палива, а на такті випуску повітря з циліндра виштовхується крізь клапан 6 в атмосферу (рис. 1.7). Наприкінці такту випуску при відкритому клапані 6 відкриваються ще й клапани 2, 5, тож відбувається продування циліндра. Тоді закривається клапан 6, тиск негайно зростає, закриваються клапани 2, 5, впрорскується паливо, займається від електричної іскри свічки і швидко згоряє [4].

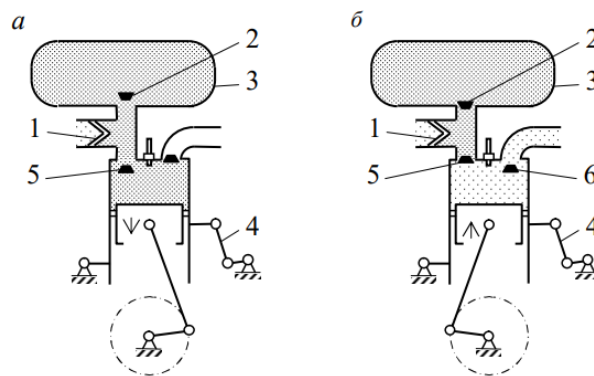


Рисунок 1.6 – Схема роботи в режимі двотактного пневматичного двигуна [4]

а - робочий хід; б - випуск

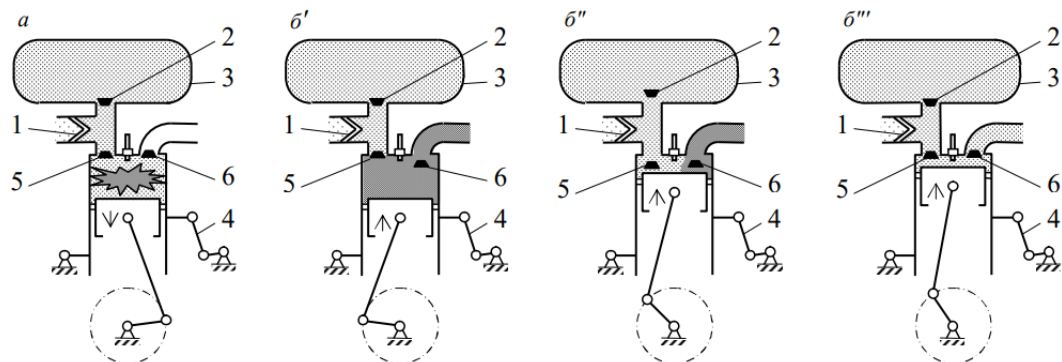


Рисунок 1.7 – Схема роботи в режимі двотактного двигуна внутрішнього згоряння високої ефективності [4]

а - робочий хід; б', б'' б''' - фази випуску

Оскільки пневматичний акумулятор використовують у режимі високої ефективності, відсутні втрати на стискання повітря. Такий двотактний цикл ефективніший від двотактного циклу з тактами стиску і робочого ходу, де частина робочого ходу втрачена на газообмін у циліндрі [4].

1.3. Клапани Nexmatix для перенаправлення відпрацьованого повітря

Новий пневматичний клапан на ринку пропонує заощадити користувачам до 30% стиснутого повітря у порівняно з традиційними клапанами спрямованого контролю. Унікальна конфігурація котушки та бортова мікроелектроніка допомагають досягти цієї економії шляхом рекуперації стисненого повітря (рис. 1.8) [6].

Нові клапани Nexmatix призначені для використання в більшості систем, що використовують балони з подвійною дією. Найвища економія спостерігатиметься в програмах із будь-яким із таких параметрів: тривалість довгої повітряної лінії, швидкі цикли (менше 4 сек), ті, що працюють кілька годин на день, або ті, що мають великий об'єм повітря (великий діаметр або довгі ударні циліндри) [6].



Рисунок 1.8 – Загальний вигляд пневматичного клапану Nexmatix [6]

Звичайні клапани 5/2 та 5/3 приводять в дію або продовжують циліндр подвійної дії, підключивши тиск подачі до однієї сторони циліндра, одночасно спорожнюючи іншу сторону. Для того, щоб повернути назад або втягнути циліндр, підключення просто повернуто назад: бокова частина циліндра, що була спорожнена, підключена до джерела живлення, а наповнена сторона тепер вичерпана. У цій ситуації все стиснене повітря, яке використовується для переміщення приводу, втрачається при кожному ударі (рис. 1.9) [6].



Рисунок 1.9 – Клапани Nexmatix прискорюють з'єднання двох циліндричних портів, перш ніж спорожнити герметичну сторону, щоб заздалегідь закрити порт підключений до подачі [6]

Клапани Nexmatix використовують фірмову технологію, яка швидко з'єднує два циліндричних порти, перш ніж спорожнити герметичну сторону. Це фактично попередньо заряджає порт до підключення джерела живлення, що в середньому зберігає 30% стисненого повітря. У мілісекундах обидві сторони зрівнюються, переробляючи стиснене повітря, що залишилося в лініях під тиском. Після цього невелика кількість повітря випускається, а джерело повітря завершує цикл.

Для 5/3 пневматичного клапана, центральна позиція поведінки або вихлопу централізована, підтримується під час вимкнення [6].

Клапани Nexmatix мають своє маркування (рис 1.10), щоб легко визначити конфігурацію котушки на відстані. Кожен клапан також містить QR-код, тому смартфон може бути використаний для отримання детальної інформації про будь-який індивідуальний клапан [5].



Рисунок 1.10 – Кодовані клапани Nexmatix [5]

Клапани Nexmatix розробляються як режим для існуючих клапанів ISO, що забезпечує безперебійне перемикання, без будь-яких програм та змін електрообладнання, необхідних кінцевим користувачам [6].

Декілька невеликих випробувань з використанням лічильників витрат, для вимірювання повітря показали зниження стисненого повітря на 28,9%.

Технологія Nexmatix стала більш доцільною завдяки наявності ультракомпактних, недорогих технологій мікроконтролерів, які дозволяють нашим клапанам забезпечувати значну економію стиснутого газу без шкоди для вартості, сумісності та продуктивності [6].

1.4. Система рекуперації повітря (ARS)

Однією з основних задач при виробництві пива, напоїв або води стоїть завдання економії електроенергії, і, як правило, чим вище продуктивність лінії, тим вона гостріше. Не секрет, що повітря йде на видув ПЕТ-пляшки

надалі, просто викидається в атмосферу. В цілях економії електроенергії спільно з фахівцями компанії Technoplan була розроблена та успішно впроваджується система вторинного використання повітря або система рекуперації A.R.S. (Air Recycling System). Дана система, що володіє достатньою простотою, може застосовуватися як із видувною машиною SIPA, так і з аналогічними машинами конкурентів. Володіючи досить простою конструкцією, система A.R.S. практично виключає можливість поломки, а при виникненні проблеми відключається і видувна машина зможе працювати в звичайному режимі [7].

Система рекуперації повітря (ARS) - це проста і надійна система, яка збирає повітря після фази видування на будь-яких машинах для виробництва ємностей з ПЕТ. Збирається повітря високого тиску, максимальним тиском 12 бар (максимальний тиск в ресивері). Принципово являє собою групу клапанів і ресивери. Нижче наведено приклад системи для ротаційної машини(рис. 1.11) [7].

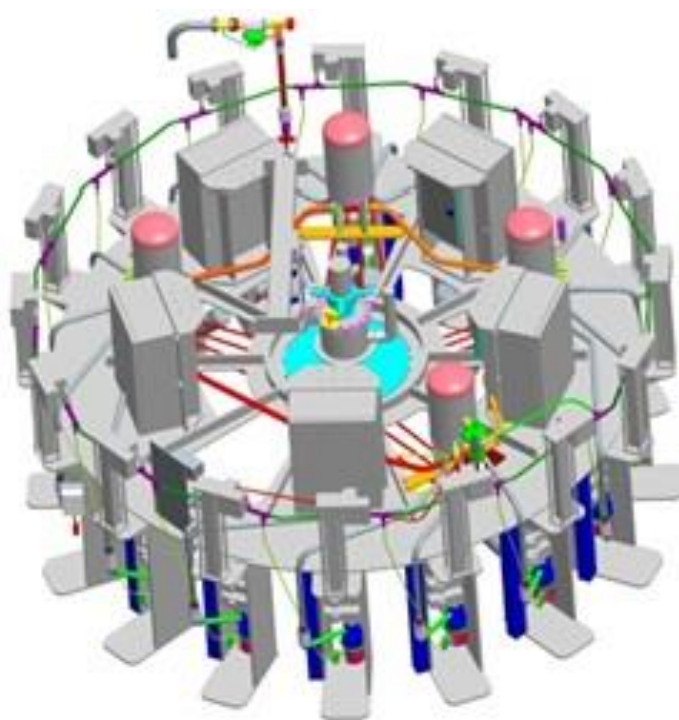


Рисунок 1.11 – Ротаційна машина для виробництва пляшок з ПЕТ [7]

Клапан перехоплює повітря, що викидається в кабінку після етапу декомпресії, і направляє його в ресивер рекуперації. При досягненні заданого тиску (12 бар) залишки повітря направляються в клапан скидання повітря [7].

Зібране повітря використовується на тій же самій машині для попереднього видування, механічних операцій та або сервісний повітря для споживачів та машин заводу [7].

Під час фази скидання клапани рекуперації перехоплюють повітря і направляють його в ресивер. Після досягнення в ресивері заданого тиску решті повітря скидається через клапан скидання (рис. 1.12) [7].

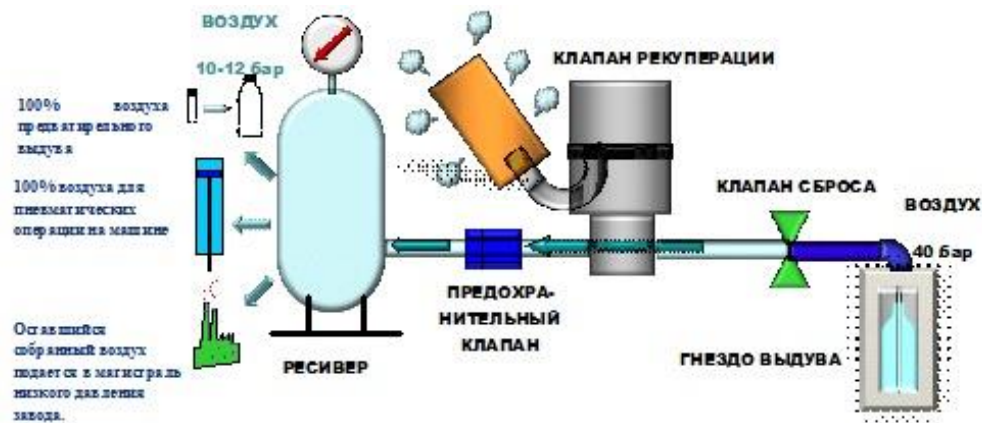


Рисунок 1.12 – Схема роботи системи рекуперації повітря [7]

Процес і цикл видування (рис. 1.13) не піддається впливу під час роботи системи ARS. Повітря, що збирається становить як мінімум 50% загального обсягу повітря видування при наступних умовах (це значення для ресивера має похибка 10%) [7]:

- Тиск на головному колекторі має бути не менше 30 бар
- Пневматична система повинна бути в справному стані, без витоків
- Тиск повітря для використання за межами системи має дорівнювати або бути менше 8 бар
- Тиск попереднього видування має дорівнювати або бути менше 10 бар (заміряється на головному колекторі машини або в ресивері)

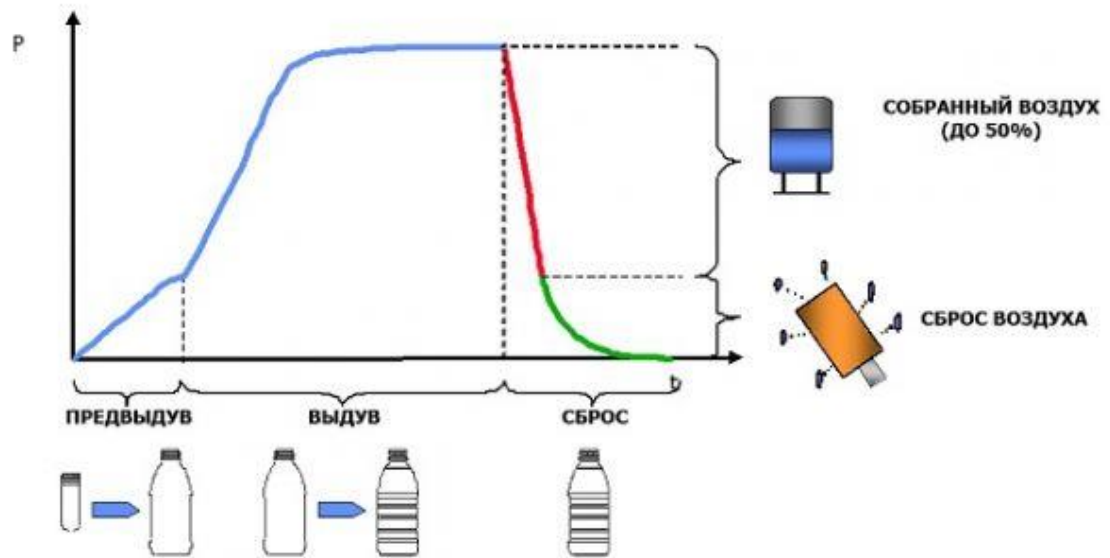


Рисунок 1.13 – Процес і цикл видування [7]

У разі виконання зазначених умов обсяг зібраного повітря становить від 40 до 50% загального споживаного повітря. Зібране повітря сухе, чисте і має тиск 10~12 бар [7].

Таким чином, його можна використовувати як повітря попереднього видування, або для інших споживачів на заводі. Установка системи займає п'ять днів, включаючи випробування, і не вимагає серйозних втручань існуючого обладнання, що дуже важливо. У разі виникнення проблем систему можна відключити без зупинки машини [7].

Економія витрат складається з:

- Зниження енергоспоживання компресора
- Немає потреби в додаткових компресорах для машин
- Економії на обслуговуванні компресорів
- Економії при відключенні існуючого компресора.
- Можливості заліку витрат на енергозберігаючі технології

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДУ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МОДУЛЮ НАКОПИЧЕННЯ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ

2.1. Формулювання вхідних даних для лабораторного стенда з модулем системи накопичення стиснутого повітря

Лабораторний стенд повинен забезпечувати проведення наступних досліджень: динамічні випробування поршневого приводу односторонньої дії з модулем накопичення стиснутого повітря; динамічні випробування поршневого приводу двохсторонньої дії з модулем накопичення стиснутого повітря [9].

При цьому повинні бути забезпечені наступні технічні характеристики: діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$; діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$; довжина ходу штока пневмоциліндра $S=0,370\text{м}$; довжина трубопроводів від магістралі до розподільника $l=1,5\text{м}$; довжина трубопроводів від розподільника до поршневої порожнини $l=1\text{м}$; довжина трубопроводів від розподільника до штокової порожнини $l=1\text{м}$; внутрішній діаметр трубопроводів $d_m=0,01\text{м}$; робочий тиск системи $p=0,2\ldots 10\text{ МПа}$; тиск в магістралі вихлопу $P_{\text{max}}=0,1\text{ МПа}$; діаметр поршня гідроциліндра $D=0,08\text{м}$; діаметр штока гідроциліндра $d=0,06\text{м}$; робочий тиск в лінії гідросистеми $p=0,1\ldots 1,6\text{ МПа}$; тиск в магістралі зливу $P_{\text{max}}=0,1\text{ МПа}$; довжина ходу штока гідроциліндра $S=0,4\text{м}$; максимальне зусилля на штоці гідроциліндра $P=8000\text{Н}$ [9].

2.2. Теоретичне підтвердження ефективності роботи модуля накопичення стиснутого повітря

Проведемо теоретичний розрахунок ефективної енергії взявши до уваги пневмоциліндри, прийнявши швидкість $V=0.1\text{ м/с}$, масу $m=10\text{ кг}$, КПД компресора $\eta_{\text{комп}} = 0.3$, КПД пневмодвигуна $\eta_{\text{дв}} = 0.4$ [8]

Знаходимо кінетичну енергію рухомого складу, [8]:

$$E_{\text{кнет}} = \frac{m \cdot v^2}{2} = 0,05 \text{ кВт} .$$

Щоб розрахувати енергію стиснутого повітря, [8]:

$$E_{\text{стпов}} = E_{\text{кнет}} \cdot \eta_{\text{комп}} = 0,015 \text{ кВт} .$$

Звідси знаходимо ефективну енергію, [8]:

$$E_{\text{еф}} = E_{\text{стпов}} \cdot \eta_{\text{дв}} = 0,006 \text{ кВт} .$$

$$E_{\text{еф}} = \frac{0,006 \cdot 100}{0,05} = 12\% .$$

Проведемо розрахунок одноступінчастого двоциліндрового компресора подвійної дії на споживану потужність компресора та величину роботи [8].

Вхідні данні:

Одноступінчатий двоциліндровий компресор подвійної дії має поршні з діаметром $d = 0,6$ м, величина ходу яких становить $s = 0,5$ м, а величина шкідливого простору 0,036. Вал компресора обертається зі швидкістю $n = 180$ об / хв. Повітря при температурі $t = 273$ в компресорі зазнає стиснення від тиску $P_1 = 0,1$ МПа, до $P_2 = 0,5$ мПа. При розрахунках прийняти показник політропи m рівним 1,2, а механічний $\eta_{\text{мех}}$ і адіабатичний $\eta_{\text{ад}}$ ККД взяти рівними 0,95 і 0,85 відповідно [8].

Щоб розрахувати споживану потужність компресора, попередньо необхідно обчислити величину роботи, яка повинна бути витрачена на стиснення газу. Для цього скористаємося наступною формулою, [8]:

$$A_{\text{сж}} = \frac{k}{(k-1) \cdot R \cdot t \cdot \left[\frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{k-1} \right]} ,$$

У цій формулі k - показник адіабати, який дорівнює відношенню теплоємності при постійному тиску до теплоємності при постійному обсязі ($k = C_{PP} / C_V$), і для повітря цей показник дорівнює 1,4. R - газова постійна, рівна $8310 / M$ Дж / (кг * К), де M - молярна маса газу. У разі повітря M береться рівній 29 г / моль, тоді $R = 8310/29 = 286,6$ Дж / (кг * К).

Підставимо отримані значення в формулу роботи зі стиснення і знайдемо її значення [8]:

$$A_{\text{сж}} = \frac{k}{(k-1) \cdot R \cdot t \cdot \left[\frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)}}{k-1} \right]} = \frac{1.4}{(1.4-1) \cdot 286.6 \cdot (273+20) \cdot \left[\frac{\left(\frac{0.5}{0.1}\right)^{(1.4-1)}}{1.4-1} \right]} = 8 \text{ Дж},$$

Після знаходження значення витрачається на стиснення повітря роботи стає можливим визначення споживаної компресором потужності за такою формулою [8]:

$$N = \frac{G \cdot A_{\text{сж}}}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ад}}} = \frac{2640 \cdot 8}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 0,05 \text{ кВт}$$

Разом отримаємо, що витрата компресора становить $4,85 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, а споживана потужність 0,05 кВт.

Таким чином теоретично в будь якій пневматичній системі існує надлишковий тиск, який не використовується, тому ми можемо перетворити його у інший вид енергії. За проведенням дослідом (Розрахунок ефективної енергії взявши до уваги пневмоциліндри, прийнявши швидкість $V=0.1 \text{ м/с}$, масу $m=10 \text{ кг}$, КПД компресора $\eta_{\text{комп}}=0.3$, КПД пневмодвигуна $\eta_{\text{дв}}=0.4$) при розрахункових даних виявили 12% надлишкової енергії $E_{\text{еф}}$, яку використаємо в майбутньому.

2.3. Розробка електропневматичної схеми лабораторного стенда з модулем системи накопичення стиснутого повітря

Лабораторний стенд повинний забезпечити наступні види випробувань:

- 1) динамічні випробування поршневого пневматичного приводу односторонньої та двосторонньої дії при різних робочих тисках, статичних навантаженнях інерційних мас;
- 2) динамічні випробування поршневого пневматичного приводу при регулюванні швидкості та гальмуванні за допомогою гальмівного золотника;
- 3) динамічні випробування поршневого пневматичного приводу при регулюванні швидкості та гальмуванні за допомогою системи накопичення енергії стиснутого газу.

Система рекуперації стиснутого повітря повинна включати в себе блок створення попереднього гальмівного навантаження, блок забезпечення включення системи накопичення енергії стиснутого повітря, блок комутації повторного використання стиснутого повітря та блок забезпечення режимів швидкого підводу та відводу [10].

В свою чергу лабораторний стенд (рис. 2) включає в себе: робочий пневмоциліндр двосторонньої дії ПЦ і навантажувальний гідроциліндр односторонньої дії ГЦ [2]. Стиснене повітря проходить з магістралі через клапан К1 до вентиля В2, також до вентиля підключений клапан К2 через який можливе підведення стиснутого повітря з ресивера РС, після вентиля В2 встановлений блок підготовки повітря, який містить в собі фільтр вологовідділювач Ф1, маслорозпилювач МР та регулятор тиску РТ, яким встановлюється потрібний тиск, що контролюється манометром М1. Далі повітря підводиться із заданим тиском до повітророзподільника Р6 з одностороннім електропневматичним керуванням. При ввімкненому електромагнітні перемикається золотник повітророзподільника вправо і повітря проходить в робочу порожнину А пневмоциліндра. На лінії нагнітання

встановлений пристрій Др1, який дозволяє встановити змінні дросельні шайби [10].

Шток пневмоциліндра пов'язаний з лінійкою Л, на якій встановлена копірна планка КП, яка вмикає гальмівний золотник ГЗ. Статичне навантаження утворюється тиском рідини у порожнині В гідроциліндра. Тиск контролюється манометром МЗ. Для живлення гідросистеми використовується насосна установка Н (насос пластинчатого типу продуктивністю 8 л/хв). При перекритому розподільнику Р4 тиск у напірному трубопроводі обмежується клапаном тиску КТЗ. Коли відкритий розподільник Р4 (електромагніт ввімкнутий) тиск в порожнині В гідроциліндра регулюється клапаном тиску КТ2. Шток циліндра виконаний у вигляді рейки, яка входить у зачеплення зі шестернею. Вал шестерні встановлений на підшипниках і на одному його кінці консольно встановлюється набір дисків (маховик М), за допомогою якого можливо змінювати інерційне навантаження приводу. Шток пневмоциліндра і гідроциліндра пов'язані динамометром Д [10].

В свою чергу порожнина Б пневмоциліндра пов'язана з системою накопичення енергії стиснутого повітря, яка включає в себе клапани К2, К3, К4, К5, редукційного клапану КТ1 та зворотних клапанів ЗК1, ЗК2, ЗК3. Така система (рис. 2.1) може працювати в трьох режимах.

Перший режим - це швидкий відвід повітря шляхом перемикання клапану К5 тиск надходить до блоку клапанів Р1, Р2, Р3 з електроуправлінням, а у відгалуженнях гальмівний золотник ГЗ та пристрій для встановлення змінних дросельних шайб Др2. Вихід розподільника Р6 з'єднується з порожниною Б через дросельний пристрій Др2 і клапан Р2, або перекривається, порожнина в цьому випадку сполучається з атмосферою, через клапан Р1. Тиск у порожнині Б контролюється манометром М2.

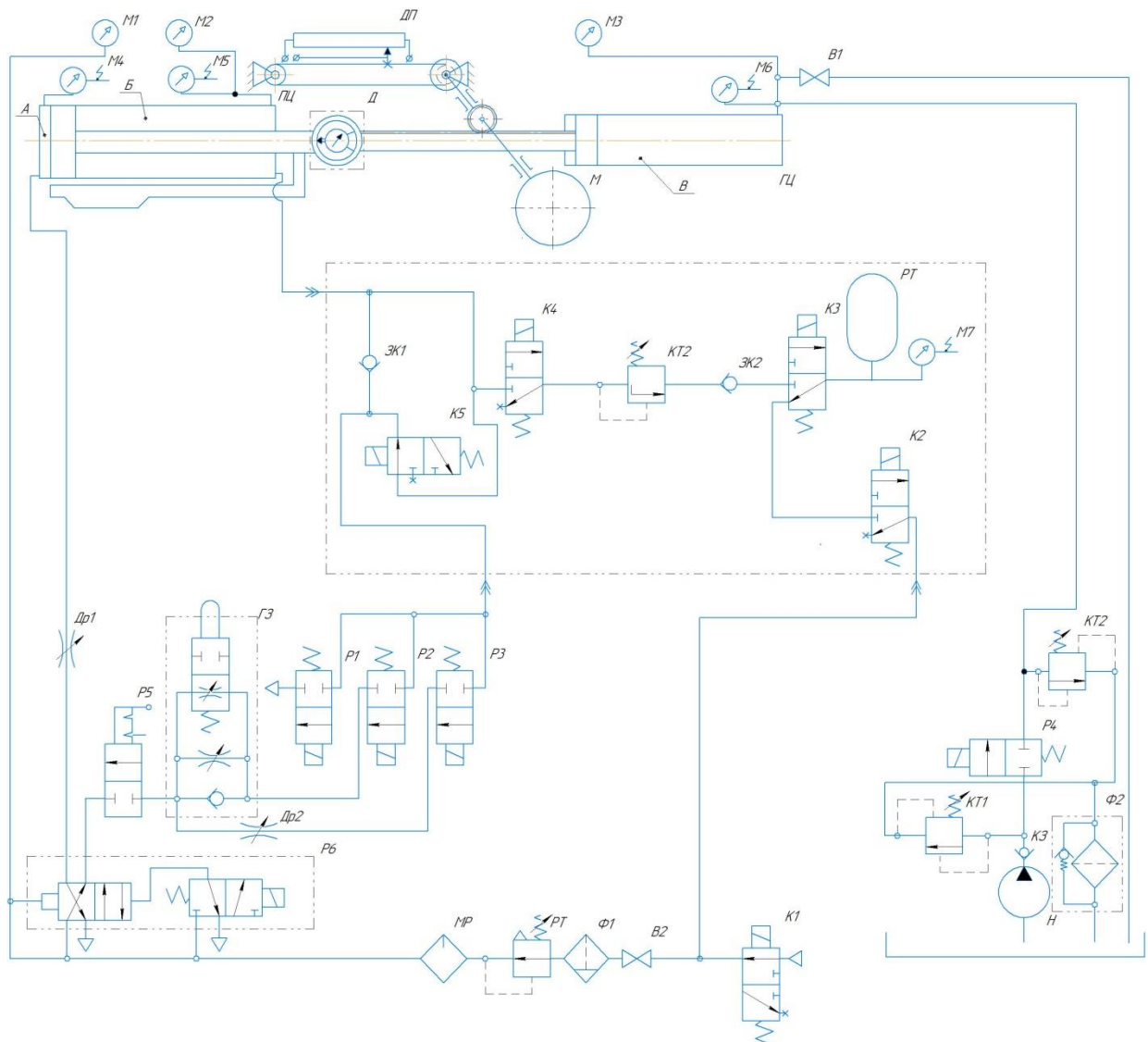


Рисунок 2.1 – Схема лабораторного станда для дослідження поршневого пневмопривода із системою накопичення енергії стиснутого повітря

Другий режим – це гальмування з накопиченням енергії стиснутого повітря (далі режим гальмування), кінематична енергія руху перетворюється в енергію стиснутого повітря. В режимі гальмування стиснуте повітря з порожнини Б підводиться до клапану К4, після перемикавання клапану повітря потрапляє до клапану тиску КТ1 при цьому клапан КТ1 забезпечує сталий тиск в порожнині Б пневмоциліндра величина якого дозволяє регулювати плавність та інтенсивність гальмування штоку пневмоциліндра в широкому діапазоні. При спрацюванні клапану тиску КТ1 тиск проходить через

зворотний клапан ЗКЗ до клапану КЗ, який безпосередньо з'єднаний з ресивером РС і накопичення стиснутого повітря продовжується при цикловій роботі системи до моменту, який запрограмований у контролері. Таким чином йде накопичення стиснутого повітря із штокової камери пневмоциліндра в ресивер РС. При досягненні певного тиску в ресивері, його можливо використовувати, в даній системі, для реалізації функції зворотного ходу пневмоциліндра. Для використання накопиченого стиснутого повітря потрібно одночасно вимкнути клапани КЗ і К1 та, в протифазі, увімкнути клапан К2, таким чином стиснуте повітря з ресивера буде безпосередньо потрапляти до вентилі В2, проходити підготовку і виконувати корисну роботу [10].

2.4 Робота системи накопичення стиснутого повітря

Система рекуперації працює наступним чином: порожнина Б пневмоциліндра пов'язана з системою накопичення енергії стиснутого повітря, яка включає в себе клапани К2, К3, К4, К5, фільтр вологовідділювач ФЗ редукційного клапану КТ1 та зворотних клапанів ЗК1, ЗК2, ЗК3. Така система може працювати в трьох режимах. Перший режим - це швидкий відвід повітря шляхом перемикавання клапану К5 тиск надходить до блоку клапанів Р1, Р2, Р3 з електроуправлінням, а у відгалуженнях гальмівний золотник ГЗ та пристрій для встановлення змінних дросельних шайб Др2. Вихід розподільника Р6 з'єднується з порожниною Б через дросельний пристрій Др2 і клапан Р2, або перекривається, порожнина в цьому випадку сполучається з атмосферою, через клапан Р1. Тиск у порожнині Б контролюється манометром М2. Другий режим – це гальмування з накопиченням енергії стиснутого повітря (далі режим гальмування), кінематична енергія руху перетворюється в енергію стиснутого повітря. В режимі гальмування стиснуте повітря з порожнини Б підводиться до клапану К4, після перемикавання клапану повітря потрапляє до клапану тиску КТ1 при

цьому клапан КТ1 забезпечує сталий тиск в порожнині Б пневмоциліндра величина якого дозволяє регулювати плавність та інтенсивність гальмування штоку пневмоциліндра в широкому діапазоні. При спрацюванні клапану тиску КТ1 тиск проходить через зворотний клапан ЗК3 до клапану К3, який безпосередньо з'єднаний з ресивером РС і накопичення стиснутого повітря продовжується при цикловій роботі системи до моменту, який запрограмований у контролері. Таким чином йде накопичення стиснутого повітря із штокової камери пневмоциліндра в ресивер РС. Третій режим роботи виконується при досягненні певного тиску в ресивері, який використовується в даній системі, для реалізації функції зворотного ходу пневмоциліндра. Для використання накопиченого стиснутого повітря потрібно одночасно вимкнути клапани К3 і К1 та, в протифазі, увімкнути клапан К2, таким чином стиснуте повітря з ресивера буде безпосередньо потрапляти до вентилі В2, проходити підготовку і виконувати корисну роботу [10].

Система накопичення енергії стиснутого повітря включає в себе клапани К2, К3, К4, К5, редукційний клапан КТ1, ресивер РТ, електричний датчик тиску М7 та зворотні клапани ЗК1, ЗК2, ЗК3. Така система може працювати в трьох режимах:

1. система рекуперації не увімкнена, стиснуте повітря не надходить до ресивера
2. система рекуперації увімкнена, йде наповнення ресивера
3. стиснуте повітря з ресивера надходить до магістралі живлення стенда

У першому режимі (рис. 2.2) стиснуте повітря з штокової порожнини пневмоциліндра ПЦ надходить до входу в систему рекуперації А.

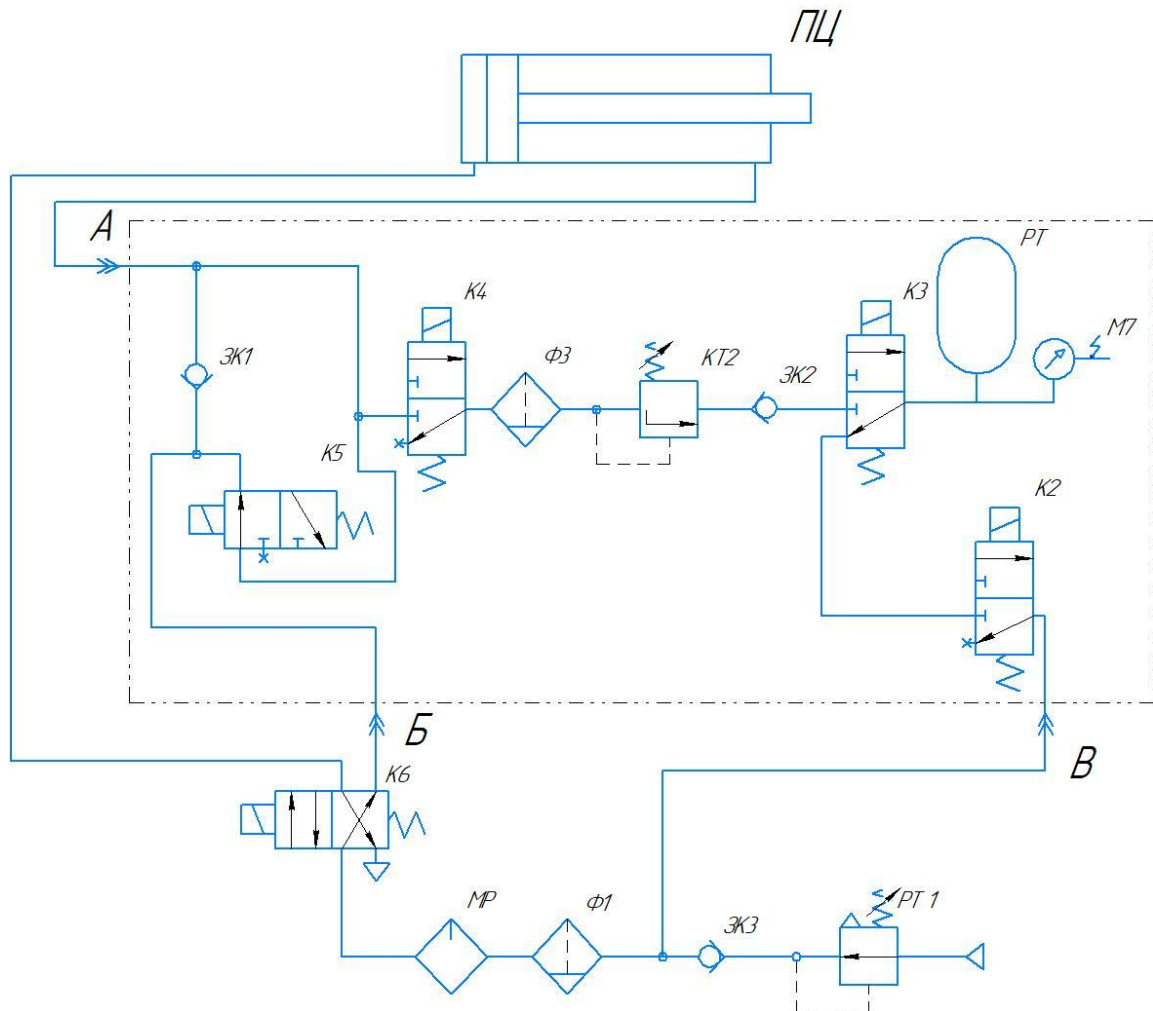


Рисунок 2.2 – Схема першого режиму роботи системи накопичення стиснутого повітря

Електромагніти на клапанах К2, К3, К4 вимкнені, а електромагніт на клапані К5 ввімкнений, повітря проходить через клапан К5 до виходу Б.

У другому режимі (рис. 2.3) стиснуте повітря з штокової порожнини пневмоциліндра ПЦ надходить до входу в систему рекуперації А.

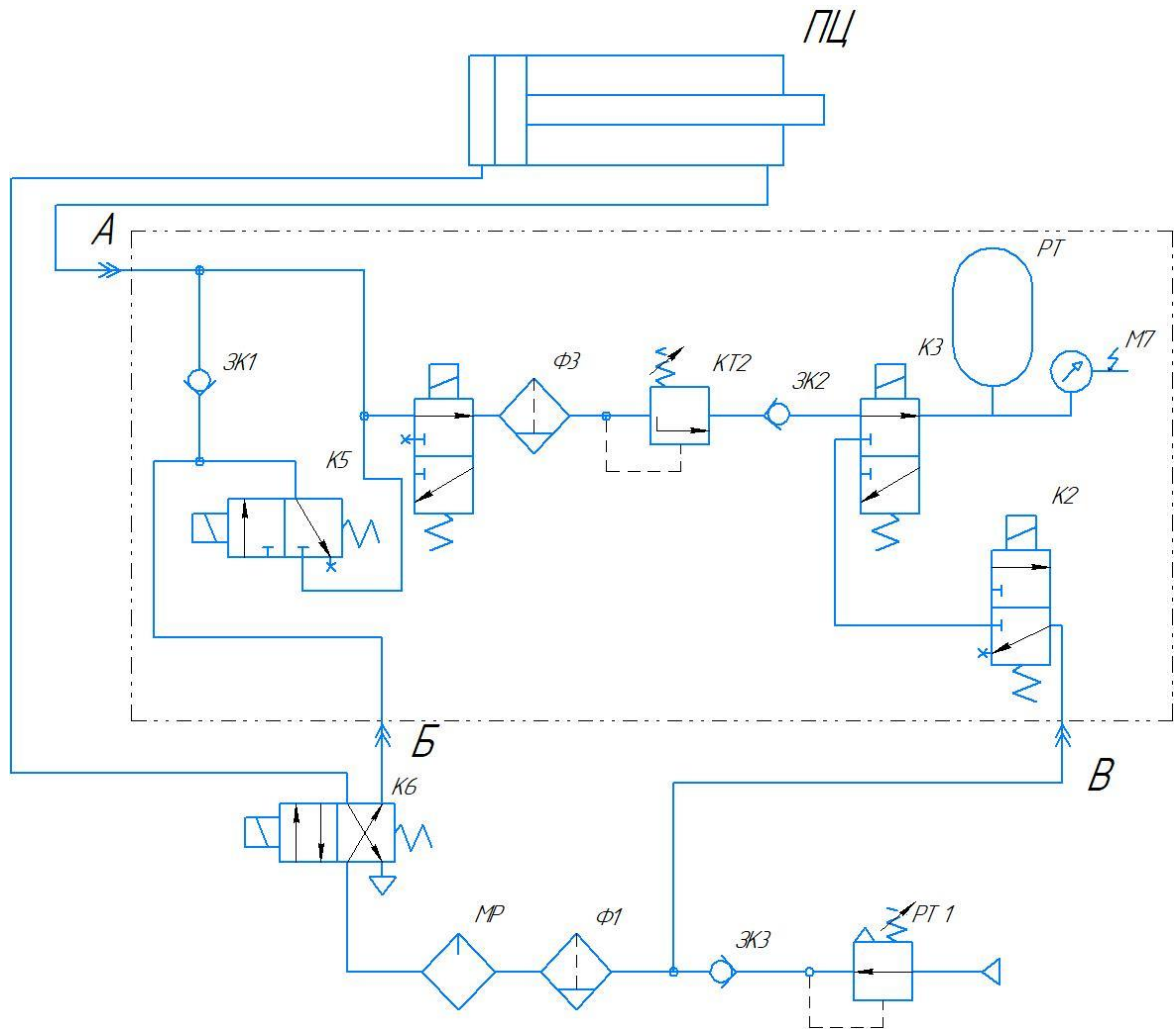


Рисунок 2.3 – Схема другого режиму роботи системи накопичення стиснутого повітря

Електромагніти на клапанах K2, K5 вимкнені, а електромагніти на клапанах K4, K3 ввімкнені. Стиснуте повітря проходить через клапан K4 до редукційного клапану KT1, через зворотній клапан ЗК2 проходить до клапану K3, та йде на накопичення стиснутого повітря в ресивер РТ.

У третьому режимі (рис. 2.4) повітря з ресивера РС під тиском підходить до клапана K3.

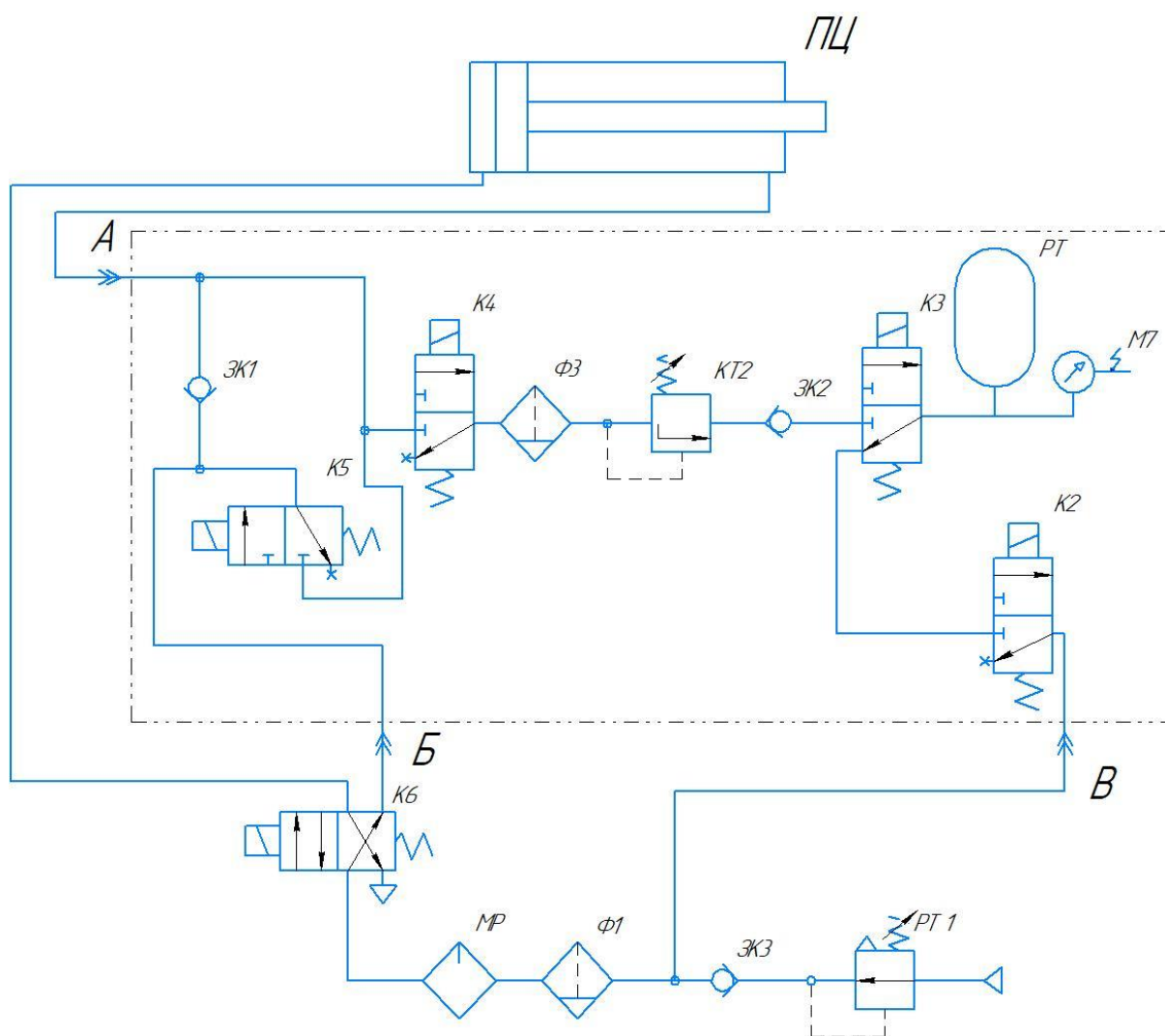


Рисунок 2.4 – Схема третього режиму роботи системи накопичення стиснутого повітря

Електромагніти на клапанах K5, K4 вимкнені, а електромагніти на клапанах K2, K3 ввімкнені, стиснуте повітря з ресивера PT проходить через клапан K3 та клапану K2 до виходу з системи рекуперації B, який в свою чергу з'єднаний з магістраллю живлення стенда.

2.5 Розрахунок лабораторного стенду з модулем системи накопичення стиснутого повітря

Раніше частково був проведений розрахунок лабораторного стенда в бакалаврській роботі Суховія О.О. науковий керівний Галецький О.С., використовуючи ці дані уточнюємо розрахунок.

2.5.1. Статичний розрахунок приводу

При проектуванні пневмоциліндрів проводять статичний та динамічний розрахунок силових виконавчих приладів. При статичному розрахунку знаходять та обирають конструктивні розміри. Для пневмоциліндру розраховують та обирають діаметр циліндру D , діаметр штоку d та діаметр d_y умовного перерізу приєднувальних отворів та повітропроводів. Вихідними даними для розрахунку є : підведений абсолютний тиск стиснутого повітря p_n , технологічне корисне навантаження P_2 , довжина ходу S , маса приєднаних до пневмоциліндру рухомих частин m , просторове розташування пневмоциліндру при його роботі, потрібний або допустимий час спрацювання або середня швидкість руху. Вони можуть доповнюватися даними про температурні умови роботи, які враховуються при виборі типу ущільнень та конструктивного матеріалу, габаритних обмежень та інше [12].

Для пневмоциліндрів транспортуючих, де прикладене технологічне навантаження по всій довжині ходу, або значній його частині, діаметр циліндру визначають по розрахунковій величині безрозмірного параметру навантаження χ_p при непрямому врахуванні сили тертя через коефіцієнт K_T :

$$D = 1,13 * \sqrt{\frac{P_2 \pm mg}{p_n * \chi_p (1 \mp K_T)}}.$$

де m – маса всіх рухомих елементів, зв'язаних з поршнем. При проектному розрахунку маса поршня зі штоком розраховується приблизно. Вага рухомих частин $\pm mg$ враховується при вертикальному чи похилому розташуванні пневмоциліндру. В останньому разі у розрахунок приймається лише його вертикальна складова. Знак «+» ставиться тоді, коли сила ваги зменшує затискує зусилля [12].

Значення χ_p обираємо в залежності від значення підведеного тиску стиснутого повітря. $\chi_p = 0,6$.

Коефіцієнт K_T для пневмоциліндрів з манжетним ущільненням поршню обирається в залежності від технологічного зусилля. При $P_2=1,0$ кН,

$$K_T = 0,13.$$

$$p_m = 0,5 \text{ МПа};$$

$$D = 1,13 * \sqrt{\frac{1,0 * 10^3 + 100 * 9,8}{0,5 * 10^6 * 0,6 * (1 - 0,13)}} = 0,156 \text{ (м)}.$$

Вибираємо діаметр поршня $D=160$ мм по ГОСТ 6540-63[7].

Діаметр штока знаходиться із співвідношення $d = (0.25..0.32)D$

Приймаємо $d=40$ мм по ГОСТ 6540-63[7].

Умовний прохід приєднувальних отворів пневмоциліндру рекомендується вибирати за співвідношенням $d_y \approx 0,1 \cdot D$. Звичайно такий самий умовний прохід мають приєднувальні повітропроводи та встановлені на них елементи пневмоапаратури. Однак, при виборі величини d_y необхідно також враховувати довжину руху поршня та необхідну швидкодію приводу. Якщо при проектуванні заданий час спрацювання пневмоциліндру, що очікується, $t_{оч}$, то

$$d_y \cong D \sqrt{\frac{s}{w_{сер} t_{оч}}},$$

де $w_{сер} = 17$ м/сек середня швидкість потоку стиснутого повітря в підвідній лінії при наповненні робочої порожнини пневмоциліндру. Дійсний час спрацювання знаходиться при динамічному розрахунку [12].

$$d_y = 0,10 \sqrt{\frac{0,8}{17 \cdot 4,5}} = 0,010 \text{ м} = 10 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_y = 10 \text{ мм}$

Вибір трубопроводів і пневмоапаратури

Значення умовного проходу приєднувальних отворів використовується для вибору трубопроводів, які зв'язують порожнини приводу з пневморозподільником, а також самого пневморозподільника. Їх прохідні розтини повинні відповідати вибраному значенню d_y .

Для допоміжних приводів рекомендується пневморозподілювачі та їх лінії зв'язку вибирати аналогічними основному приводу, як це робиться звичайно на практиці [12].

Обираємо Маслорозпилювач В44-13 (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1

Маслорозпилювач В44-13

Умовний прохід, мм	10
Тиск, МПа	
номінальний	1,0
мінімальний	0,2
Витрата повітря при тиску 0,4 МПа, м ³ /хв.	

Продовження таблиці 2.1

максимальна	0,5
мінімальна	0,1
Втрата тиску при вказаній витраті повітря, МПа більше	не 0,025
Пропускна здатність K_v , л/хв.	20
Діапазон регулювання подачі масла при постійній витраті повітря, капл/хв.	
максимальному	0-40
мініимальному	0-15
Корисна ємність резервуара для масла, см ³	200
Довговічність, г	6000
Маса, кг	1.00

Обираємо зворотній пневмоклапан 16-1К (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2

Зворотній пневмоклапан 16-1К (ГОСТ 21324-75)

Умовний прохід, мм	10
Приєднувальна різьба	$K \frac{1}{2}$ ''
Номінальний тиск, МПа	1,0
Витрата повітря при тиску 0,6 МПа, м ³ /хв.	1,6
Втрата тиску при вказаній витраті повітря, МПа більше	не 0,003
Пропускна здатність K_v , л/хв.	40
Довговічність, г	10^4
Маса, кг	0,330

Обираємо Пневмоклапан послідовності В62-21(таблиця 2.3).

Таблиця 2.3

Пневмоклапан послідовності В62-21

Умовний прохід, мм	4
Пропускна здатність K_v , л/хв.	2,2
Тиск, МПа	
номінальний	0,63
Втрата тиску при витраті повітря 0,4 Мпа, м ³ /хв.	0,02

Обираємо розподільник типу В63-14М (Р7, Р8, Р9, Р10) (таблиця 2.4).

Таблиця 2.4

Пневморозподільник типу В63-14М (Р7, Р8, Р9, Р10)

Умовний прохід, мм	12
Приєднувальна різьба	$K \frac{3}{8}''$
Тиск номінальний, МПа	0,1
Робочий тиск мінімальний, МПа	0,05
Тиск керування, мінімальний, МПа	0,25
Пропускна здатність K_v , л/хв.	40
Час спрацювання, с.	
включення	0,063
виключення	0,08
Маса, кг	3,5

Обираємо Пневморозподільник KB46-21(Р1 – Р5) та ГВ76-21 (Р10)
(таблиця 2.5).

Таблиця 2.5

Пневморозподільник KB46-21(P1 – P5) та ГВ76-21 (P10)

Умовний прохід, мм	2,5
Тиск, номінальний, МПа	0,63
Витрата повітря при тиску 0,4 МПа, м ³ /хв.	0,032
Втрата тиску при вказаній витраті повітря, МПа	0,02
Пропускна здатність K _v , л/хв.	20
Зусилля, необхідне для відкриття клапану при номінальному тиску, кг	не більше 3,5 / 4,5
Довговічність, цикл	1*10 ⁶
Маса, кг	0,46/0,28

Редукційний пневмоклапан БВ57-13 (таблиця 2.6).

Таблиця 2.6

Редукційний пневмоклапан БВ57-13

Умовний прохід, мм	10
Приєднувальна різьба	K 3/8"
Тиск номінальний, МПа	0,63
Діапазон регулювання тиску на виході (тиск на лаштування), МПа	0,25
Номінальна витрата повітря при тиску на виході 0,4 МПа, м ³ /хв.	0,4
Зниження тиску на виході при зміні витрати повітря від 0 до номінальної величини, МПа	не більше 0,3
Збільшення тиску на виході при зниженні тиску на вході від номінального значення до тиску настройки, МПа	не більше 0,04

Продовження таблиці 2.6

відкривається клапан відводу тиску в атмосферу, МПа. не більше	0,18
Довговічність, г	5000
Маса, кг	1,4

Фільтр-вологівідділювач В41-33М (таблиця 2.7).

Таблиця 2.7

Фільтр-вологівідділювач В41-33М

Умовний прохід, мм	10
Приєднувальна різьба	$K \frac{3}{8}''$
Тиск, МПа	
номінальний	0,1
мінімальний	0,01
Витрата повітря, м ³ /хв.	
номінальна	1,25
мінімальна	0,25
Втрата тиску при номінальній витраті, МПа не більше	0,008
Пропускна здатність K_v , л/хв.	60
Ступінь вологовідділювання, % не менше	90
Номінальна тонкість фільтрації, мкм	40
Довговічність, год.	6000

Обираємо трубопроводи (таблиця 2.8).

Таблиця 2.8

Трубопроводи

Вид трубопроводів: труби сталі водогазопровідні (ГОСТ 3262-75).	
Умовний прохід, мм	10
Товщина стінки, мм	2,0
Гідравлічний тиск випробування, МПа	2,5
Матеріал: Сталь по ГОСТ 380-71 без покриття чи з цинковим покриттям зовнішньої та внутрішньої поверхні труби.	

Реле часу В61-21 (таблиця 2.9).

Таблиця 2.9

Реле часу В61-21

Умовний прохід, мм	4
Пропускна здатність K_v , л/хв.	1,12
Тиск, МПа	
номінальний	0,63
Маса, кг	1,42

2.5.2. Діаграма роботи пневмоциліндра двосторонньої дії

На основі проведених розрахунків, що приведені у додатках з А до Д, будуємо наступну діаграму:

На цій діаграмі (рис. 2.5) представлені три взаємопов'язані графіки: переміщення поршня $x = f(t)$, зміна тиску в лівій порожнині пневмоциліндра $p_l = f(t)$ і в правій порожнині $p_n = f(t)$ [12].

У вихідному положенні поршня штокова порожнина пневмоциліндра з'єднана з живленням, а поршнева – з атмосферою. Початком роботи

вважається момент подачі керуючого сигналу на переключення пневморозподільника, при якому поршень виконує прямий хід (час прямого ходу t_{nx}). Після можливого відстою (технологічний час $t_{техн}$) починається зворотній рух поршня (час t_{zx}). Час повного робочого циклу $t_u = t_{nx} + t_{техн} + t_{zx}$.

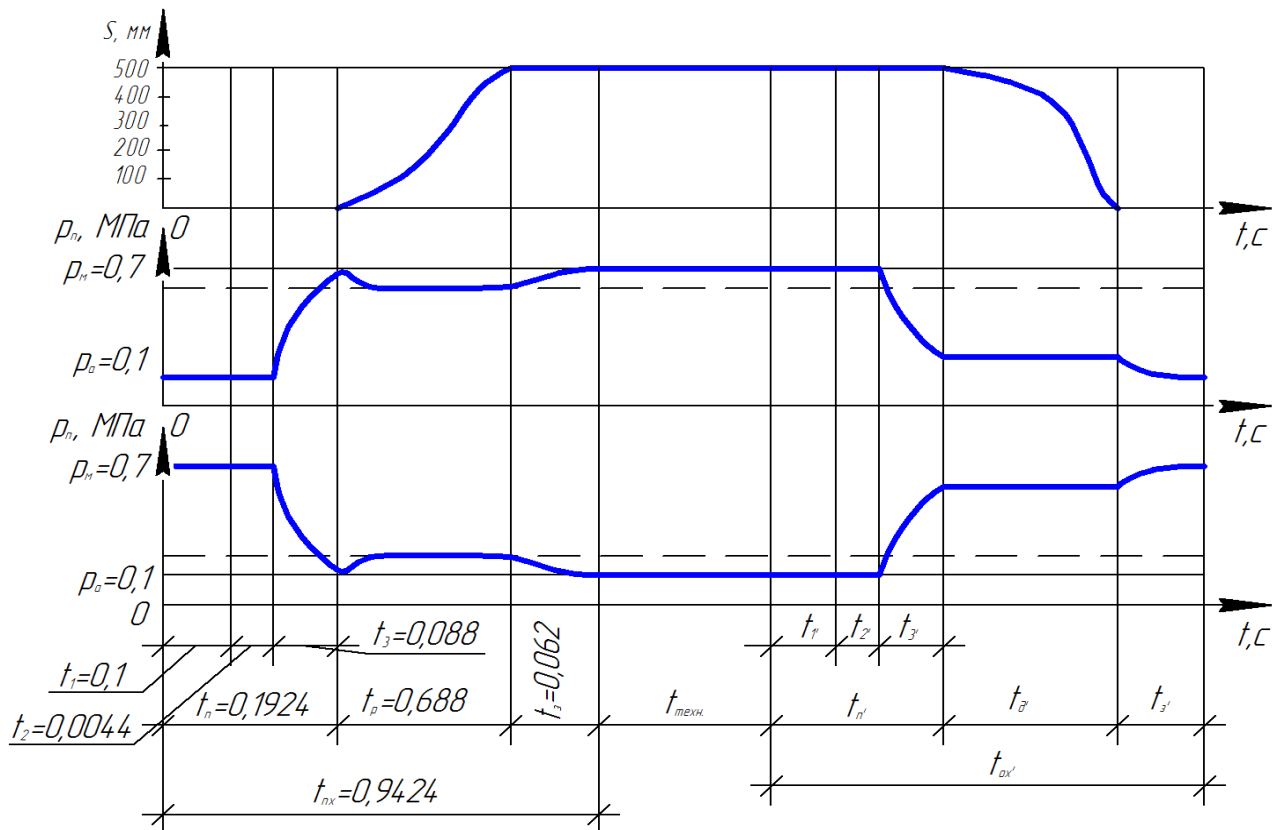


Рисунок 2.5 – Діаграма роботи приводу двосторонньої дії

2.5.3. Розрахунок модуля системи накопичення стиснутого повітря

Ефективна площа підводящого трубопроводу f_e визначається з урахуванням його розмірів та характеристик витрат встановлених на ньому апаратів. При цьому використовується метод визначення коефіцієнта витрати m трубопроводу за коефіцієнтом витрат z , який залежить від довжини трубопроводу та його діаметра. Так як пневмоапарати, встановлені на лінії підвода повітря стандартні, користуємося довідниковими даними, —

еквівалентними довжинами трубопроводу, якими можна замінити при розрахунку окремі елементи. [11]

Для розрахунку прийняти:

- довжина трубопроводу $l_{m1} = 1,5 \text{ м}$;
- внутрішній діаметр трубопроводу $d_m = 0,01 \text{ м}$;
- еквівалентні довжини та умовні хідники пневмоапаратів:
- вловіддільювач - $l_1 = 6,5 \text{ м}$; $d_{y1} = 0,015 \text{ м}$;
- регулятора тиску - $l_{m1} = 6 \text{ м}$; $d_{y2} = 0,015 \text{ м}$;
- повітророзподільник - $l_{m1} = 4 \text{ м}$; $d_{y2} = 0,01 \text{ м}$;

Так як умовні хідники трубопроводів і пневмоапаратів відрізняються, то еквівалентні довжини трубопроводів і пневмоапаратів, які мають однакові умовні хідники складаються та визначаються їх коефіцієнти витрат (рис. 2.9). Для пристроїв з діаметром d_1 . [11]

$$\zeta_1 = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{\sum_{i=0}^i l_i}{d_1} = \frac{1}{2} \cdot 0,025 \cdot \frac{9,9}{0,01} = 12,375.$$

де l_i - довжина i -ої ланки трубопроводу,

де $\lambda=0,03$ – коефіцієнт тертя для повітря,

За величиною ζ_1 , використовуючи графік $\mu=f(\zeta)$ (рис. 2.6), знаходимо величину $\mu_1=0,4$.

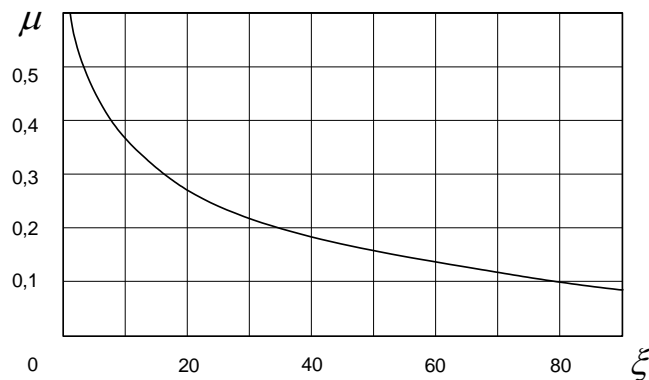


Рис. 2.6. Графік залежності $\mu=f(\zeta)$ [12]

$$f_{e1} = \mu_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 0.03 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 2,355 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Для пристроїв з діаметром d_2 маємо:

$$\zeta_2 = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{\sum_{i=1}^i l_i}{d_2} = \frac{1}{2} \cdot 0,025 \cdot \frac{12}{0,015} = 10.$$

За графіком (рис.2.9) знаходимо коефіцієнт витрати μ_2 . Тоді еквівалентна площа буде дорівнювати:

$$f_{e2} = \mu_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 0.03 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} = 8,831 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Для послідовного з'єднання пневматичних опорів з діаметрами d_1 та d_2 ефективна площа лінії знаходиться з виразу: [11]

$$\frac{1}{f_e^2} = \frac{1}{f_{e1}^2} + \frac{1}{f_{e2}^2} = \frac{1}{2,355 \cdot 10^{-6}} + \frac{1}{8,831 \cdot 10^{-6}} = 0,13 \text{ м}^2$$

Порядок розрахунку часу спрацьовування:

1. Час перемикання повітрерозподільника приймаємо $t_1=0,15\text{с}$.
2. Час розповсюдження хвилі тиску $t_2 = \frac{l_T}{a}$, де $a = 20\sqrt{T}$ - швидкість звуку в повітрі в м/с;
Т - абсолютна температура повітря в магістралі в $^0\text{К}$ (градуси Кельвіна).
3. Величина безрозмірного навантаження

$$x = \frac{P_1 + P_2}{P_M F},$$

де $F = \frac{\pi D^2}{4}$ - площа поршня.

4. Відносний тиск у момент початку руху

$$\sigma_p = x + \sigma_a = x + P_a / P_m,$$

5. Час наповнення робочої порожнини пневмоциліндра до початку руху поршня [11]

$$t_{\text{нап}} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_0}{\mu f} [\psi_1(\sigma_p) - \psi_1(\sigma_a)],$$

де $V_0 = 100 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ - об'єм шкідливого простору;

$\psi_1(\sigma_p)$, $\psi_1(\sigma_a)$ - функції тиску, які визначаються за графіком (рис. 2.7).

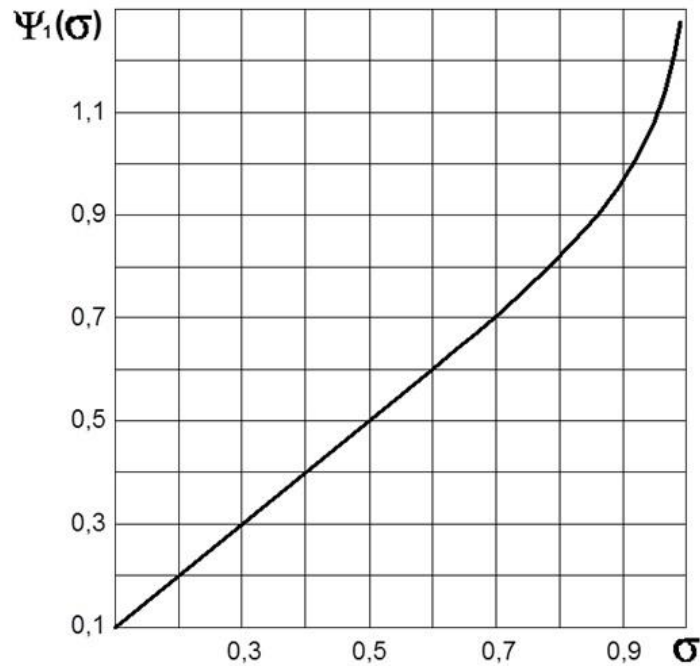


Рисунок 2.7 – Час підготовчого періоду [11]

6. Час заключного періоду прямого ходу

$$t_{nan} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_0}{\mu f} [\psi_1(\sigma_\kappa) - \psi_1(\sigma_p)],$$

де $V = V_0 + FS$ - об'єм робочої порожнини пневмоциліндра в кінці ходу поршня;

$\sigma_\kappa = 1$ - відносний тиск у порожнині в кінці заключного періоду;

$\psi_1(\sigma_\kappa)$, $\psi_1(\sigma_p)$ - функції тиску, які визначаються за графіком (рис. 2.10)

Порядок розрахунку часу спрацювання:

1. Час перемикання повітророзподільника приймається $t = 0,15c$.
2. Час розповсюдження хвилі тиску не враховуємо.
3. Величина безрозмірного навантаження

$$x = P / P_m \cdot F = (P_1 + P_2 + P_a \frac{\pi}{4} d^2 u) / P_m \frac{\pi D^2}{4} = \frac{(1,54 + 101325 \frac{3,14}{4} \cdot 0,06^2)}{506025 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,16^2}{4}} = 0,0283.$$

4. Параметр $a = F / F_B = D^2 / (D^2 - d_u^2)$.

5. Параметр $\omega = \frac{\mu_s f_s}{\mu f}$.

6. Безрозмірний тиск у робочій порожнині в момент початку руху прийняти $\sigma_p = 1$.

7. Безрозмірний тиск у порожнині протитиску в момент початку руху

$$\sigma_{BP} = \frac{\sigma_a}{\alpha(\sigma_p - x)} = \frac{0,2}{1,04 \cdot (0,49 - 0,245)} = 0,785$$

де $\sigma_A = P_A / P_M = 1 / P_M$.

8. Час наповнення робочої порожнини до тиску руху

$$t_{nan} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_0}{\mu f} [\psi_1(\sigma_p) - \psi_1(\sigma_A)] = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{0,0025}{0,03 \cdot 0,13} [1 - 0,2] = 0,18c.$$

де функції $\psi_1(\sigma_p)$, $\psi_1(\sigma_A)$ визначаються за графіком (рис. 2.9) [11].

9. Час зпорожнення порожнини протитиску до тиску руху σ_{BP} .

$\psi_1(\sigma_p)$, $\psi_1(\sigma_a)$ - функції тиску, які визначаються за графіком (рис. 2.8)

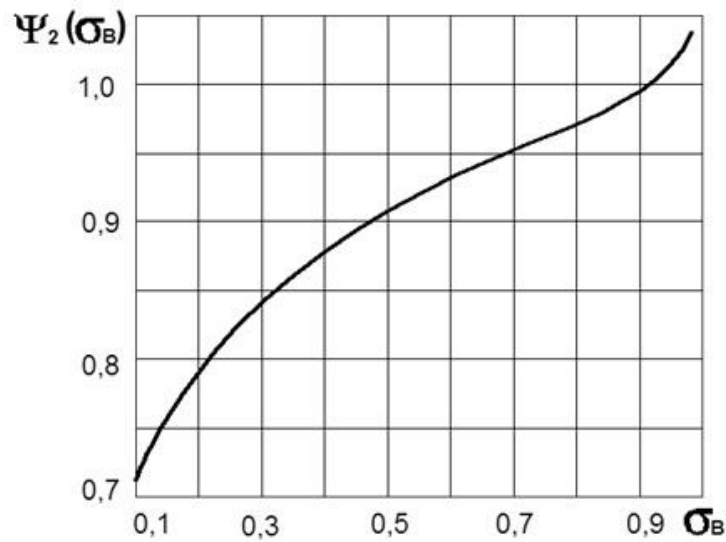


Рисунок 2.8 – Функції тиску [11]

$$t_{3зноп} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_B}{\mu_B f_B \sigma_A^{\frac{k-1}{2k}}} [\psi_2(\sigma_{BP}) - \psi_2(\sigma_A)]$$

$$t_{3зноп} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{5,949 \cdot 10^{-3}}{39,176 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}}} [1,16 - 0,96] = 0,1735c.$$

$$\text{де } V_B = V_{OB} + F_B S = 69 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

$$\sigma_A = P_a / P_m.$$

Проведений розрахунок дозволив оцінити взаємо зв'язок параметрів приводу та елементів модуля рекуперації пневматичної енергії, обрати раціональний об'єм ресиверу для накопичення стиснутого повітря та значення максимального тиску що застосовується для уповільнення рухомих мас пневматичного циліндра.

2.6. Методика розрахунку пневматичного приводу з системи рекуперації пневматичної енергії.

В запропонованій блок-схемі (рис. 2.9) показано розрахунок пневматичного приводу з системи рекуперації пневматичної енергії можна зобразити на рівні передачі та зміни видів енергії. Потенційна енергія стиснутого повітря, що підводиться до поршня, використовується для розгону рухомих мас пневмоциліндра. При гальмування пневмоциліндра кінетична енергія надходить до модуля рекуперації, в ньому йде зміна виду енергії з кінетичної в потенціальну енергію стиснутого повітря. На виході з модуля рекуперації відбувається зміна виду енергії, потенціальна енергія стиснутого повітря через регулюючу апаратуру перетворюється в кінетичну, яка може використовуватись для розгону пневмоциліндра.



Рисунок 2.9 – Алгоритм зміни видів енергії при роботі системи накопичення стиснутого повітря

Електроенергія від мережі надходить до компресора, в якому йде зміна виду енергії, електрична енергія перетворюється в механічну, а механічна в пневматичну енергію стиснутого повітря. Стиснуте повітря підводиться від компресора до керуючої апаратури після, підходить в поршневу порожнину пневмоциліндра йде перетворення енергії стиснутого повітря в механічну, для виконання корисної роботи. Частина механічної енергії в штоковій порожнині пневмоциліндра була перетворена в енергію стиснутого повітря шляхом після, гальмування пневмоциліндра. Ця енергія підводиться до модулю системи рекуперації, в якому стиснуте повітря заганняється до ресивера, з якого потім може бути направлена, як для виконання корисної роботи так і для підвищення ККД компресора (рис. 2.10).

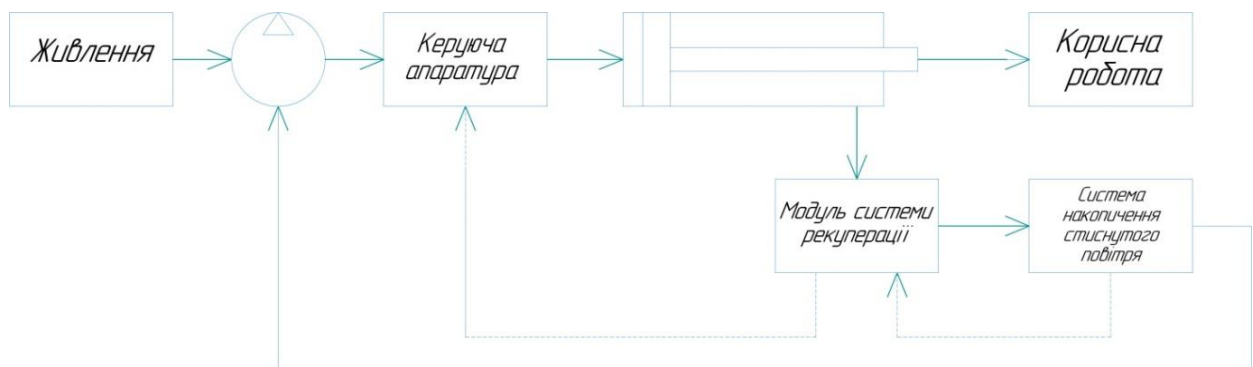


Рисунок 2.10 – Алгоритм роботи системи накопичення стиснутого повітря

Запропонований принцип дозволяє реалізувати процес накопичення кінетичної енергії стиснутого повітря після гальмування робочих мас циліндра, та її перетворення в потенціальну. Отриману енергію можна повторно використовувати як для переміщення рухомих мас пневмоциліндра так і для підвищення коефіцієнта корисної дії компресора.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ НАКОПИЧЕННЯ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ ПРИ РОБОТІ ПНЕВМОПРИВОДА

3.1. Математична модель системи накопичення стиснутого повітря при мультирежимній роботі

Математична модель модуля рекуперації пневматичної енергії складається з двох частин: моделювання механічної частини системи (переміщення рухомих мас, тертя, упор, дія пружини), моделювання пневматичної частини системи (дроселювання, наповнення об'єму трубопроводів системи, зміна тиску в системі).

Відповідно до роботи системи модуля рекуперації, його можна розділити на три режими: система рекуперації не ввімкнена, стиснуте повітря не надходить до ресивера; система рекуперації ввімкнена, йде наповнення ресивера; стиснуте повітря з ресивера надходить до магістралі живлення стенда

До цих режимів представлено схеми включення клапанів:

а) Електромагніти на клапанах К2, К3, К4 вимкнені, а електромагніт на клапані К5 ввімкнений (рис. 3.1).

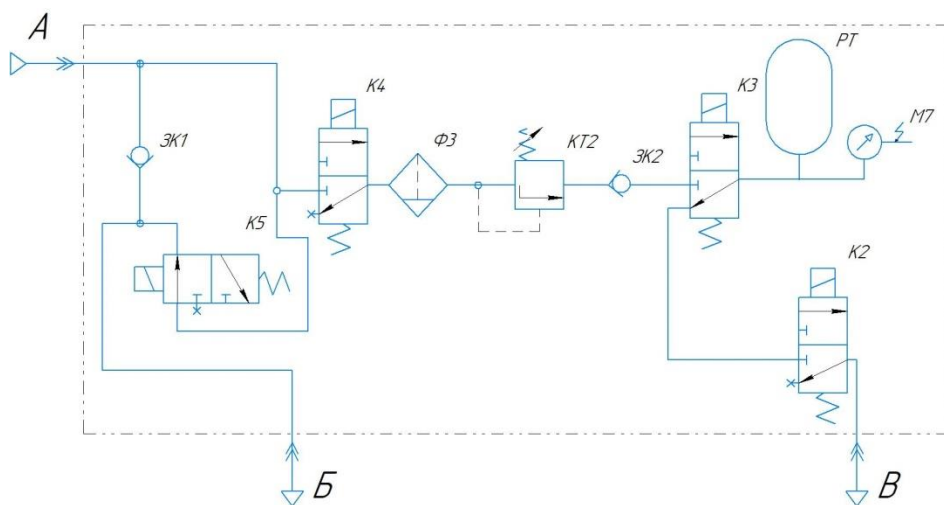


Рисунок 3.1 – Схема включення клапанів відповідно до режиму а)

Стиснуте повітря з штокової порожнини пневмоциліндра ПЦ надходить до входу в систему рекуперації А. Електромагніти на клапанах К2, К3, К4 вимкнені, а електромагніт на клапані К5 ввімкнений, повітря проходить через клапан К5 до виходу Б.

б) Електромагніти на клапанах К2, К5 вимкнені, а електромагніти на клапанах К4, К3 ввімкнені (рис. 3.2).

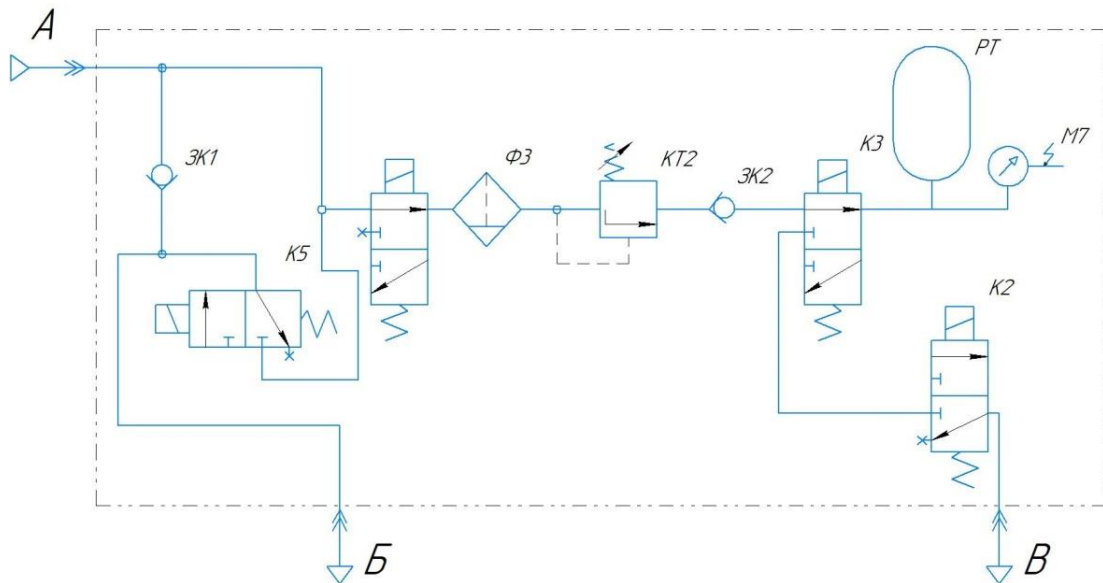


Рисунок 3.2 – Схема включення клапанів відповідно до режиму б)

Стиснуте повітря з штокової порожнини пневмоциліндра ГЦ надходить до входу в систему рекуперації А. Електромагніти на клапанах К2, К5 вимкнені, а електромагніти на клапанах К4, К3 ввімкнені. Стиснуте повітря проходить через клапан К4 до редукційного клапану КТ1, через зворотній клапан ЗК2 проходить до клапану К3, та йде накопичення стиснутого повітря в ресивер РТ.

в) Електромагніти на клапанах К5, К4 вимкнені, а електромагніти на клапанах К2, К3 ввімкнені (рис. 3.3).

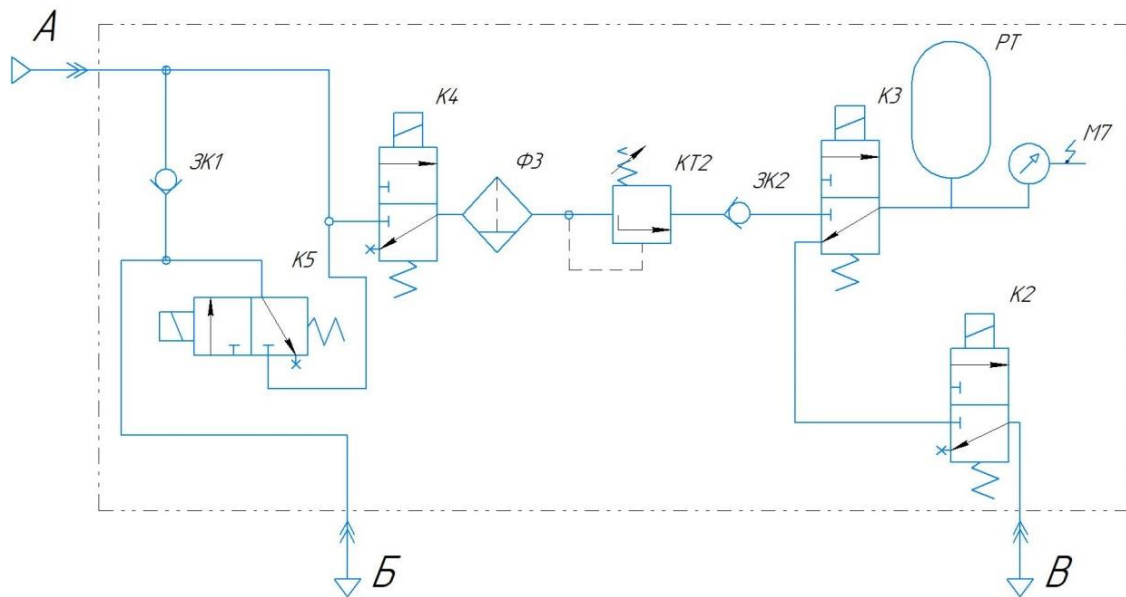


Рисунок 3.3 – Схема включення клапанів відповідно до режиму в)

Повітря з ресивера РС під тиском підходить до клапана К3. Електромагніти на клапанах К5, К4 вимкнені, а електромагніти на клапанах К2, К3 ввімкнені, стиснуте повітря з ресивера РТ проходить через клапан К3 та клапану К2 до виходу з системи рекуперації В, який в свою чергу з'єднаний з магістраллю живлення стенда.

У відповідності до даних режимів і структурно модульного принципу побудови математичних моделей [17] потрібно перейти до структурної схеми.

3.1.1. Математична модель для першого режиму роботи системи

У першому режимі електромагніти на клапанах К2, К3, К4 вимкнені, а електромагніт на клапані К5 ввімкнений. Поєднавши типові елементи у відповідності до порядку виконання окремих дій у робочому процесі отримано схему будови моделі для першого режиму (рис. 3.4).

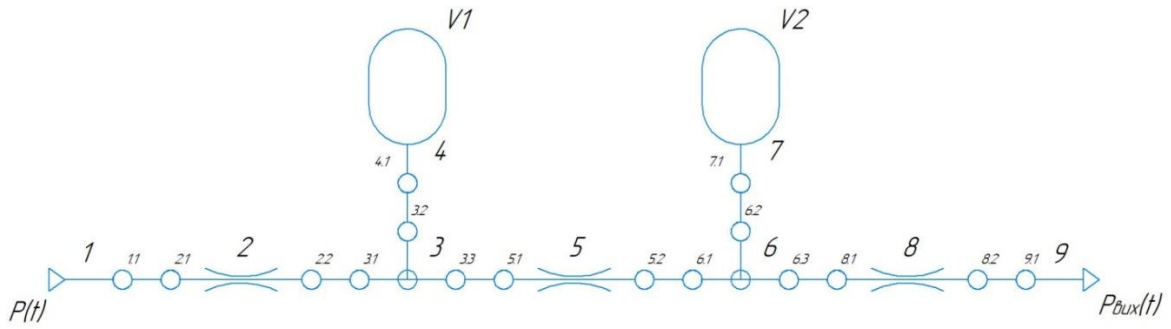


Рисунок 3.4 – Схема будови моделі для першого режиму

Енергія стиснутого повітря підводиться до каналу 1.1 проходить через дросель 2 і в елементі 3 потік стиснутого повітря розподіляється на наповнення об'єму V1 через канали 3.2 та 4.1 і на подальше проходження через розподільник, що відображається елементом 5, після в елементі 6 також йде розподілення на потоки, один йде на наповнення об'єму V2 через канали 6.2 та 7.1, інший на подальше проходження в атмосферу через елемент 8.

Відповідно до структурної схеми була записана система диференціальних рівнянь, що дозволяє описати процеси, що відбуваються в даній частині схеми.

$$\left\{ \begin{array}{l} p = p(t), \\ G_{4.1} = G_{2.2} - G_{5.1}, \\ G_{2.2} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot p_{1.1} \cdot (p_{1.1} - p_{4.1})}, \\ p_{2.2} = p_{3.1} = p_{3.2} = p_{3.3} = p_{4.1} = p_{5.1}, \\ \frac{dp_{4.1}}{dt} = \frac{K \cdot R \cdot T_m}{V1} \cdot G_{4.1}, \\ G_{5.1} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot p_{4.1} \cdot (p_{4.1} - p_{7.1})}, \\ G_{6.2} = G_{5.1} - G_{6.3}, \\ \frac{dp_{7.1}}{dt} = \frac{K \cdot R \cdot T_m}{V2} \cdot G_{6.2}, \\ G_{6.3} = G_{8.2}, \\ G_{6.3} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot p_{7.1} \cdot (p_{7.1} - p_{vux}(t))}, \end{array} \right. \quad (2.1)$$

p - тиск на вході модуля; $p_{вих}$ - тиск на виході з системи; G - витрата повітря;
 μ - коефіцієнт витрати; f - площа поперечного перерізу; R - постійна газова стала; T - температура; E - модуль пружності повітря; $V1$ - об'єм трубопроводу; $V2$ - об'єм ресивера модуля рекуперації.

3.1.2. Математична модель для другого режиму роботи системи

У другому режимі електромагніти на клапанах К2, К5 вимкнені, а електромагніти на клапанах К4, К3 ввімкнені (рис. 3.5).

Енергія стиснутого повітря підводиться до каналу 1.1 проходить через дросель 2 і в елементі 3 потік стиснутого повітря розподіляється на наповнення об'єму $V1$ через канали 3.2 та 4.1 і на подальше проходження через розподільник, що відображається елементом 5, після в елементі 6 також йде розподілення на потоки, один йде на наповнення змінного об'єму Vr через канали 6.2 та 7.1, інший на розподілення потоків, частина енергії йде на наповнення об'єму $V2$ через елемент 9, інша частина йде на зміну виду енергії.

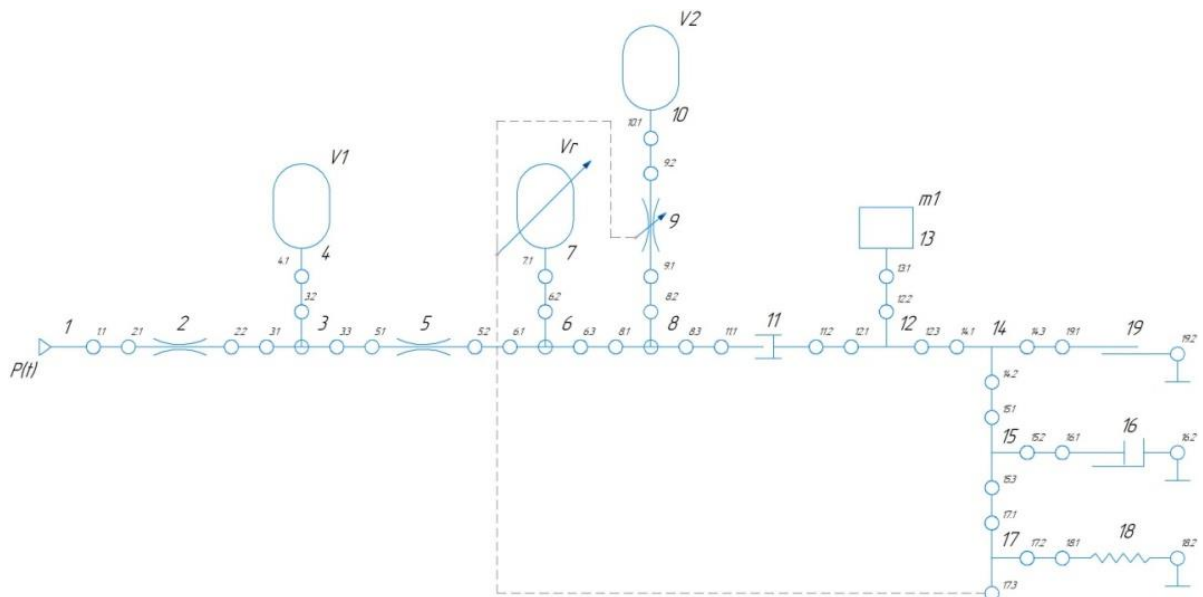


Рисунок 3.5 – Схема будови моделі для другого режиму

Після перетворення пневматичної енергії в механічну через елемент 11, йде розподілення механічної енергії на переміщення рухомих мас 13, на подолання сил тертя 19, імітації обмеження робочого ходу 16 та дії сили пружини 18.

Відповідно до структурної схеми була записана система диференціальних рівнянь пневматичної частини (2.1) та механічної (2.2), що відбуваються в даній частині схеми.

$$\left\{ \begin{array}{l} p = p(t) = p_{1,1} = p_{2,1}, \\ G_{2,2} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot p_{2,1} \cdot (p_{2,1} - p_{4,1})}, \\ G_{2,2} = G_{2,2} - G_{3,3}, \\ \frac{dp_{4,1}}{dt} = \frac{K \cdot R \cdot T_m}{V1} \cdot G_{3,2}, \\ G_{3,3} = G_{5,2} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot p_{4,1} \cdot (p_{4,1} - p_{6,1})} = G_{6,1}, \\ G_{9,2} = G_{10,1} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f_r \cdot \sqrt{\frac{2}{RT} \cdot p_{8,2} \cdot (p_{8,2} - p_{10,1})}, \\ \frac{dp_{10,1}}{dt} = \frac{K \cdot R \cdot T_m}{V2} \cdot G_{10,1}, \\ \frac{dp_r}{dt} = \frac{K \cdot R \cdot T_m}{V_0 + Vr} \cdot (G_{9,2} - G_{8,2}), \\ G_{8,2} = v \cdot Sr, \end{array} \right. \quad (2.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{12,2} = F_{12,1} - F_{12,3}, \\ F_{12,3} = F_{17,1} + F_{14,2}, \\ F_{17,1} = k \cdot h, \\ F_{14,2} = b \cdot v, \\ \frac{dv}{dt} = \frac{F_{12,2}}{m}, \\ v = 0, h_{16,2}, h_{18,2}, h_{19,2} = 0, \text{ при } h \geq h_{\max} \end{array} \right. \quad (2.2)$$

Vr - змінний об'єм; v - швидкість переміщення робочих мас; Sr - змінна площа плунжера редукційного клапану; h - переміщення; V_0 - мертвий об'єм; f_r - змінна поперечного перерізу; m - маса рухомих частин; b - коефіцієнт тертя; k - коефіцієнт жорсткості пружини.

3.1.3. Математична модель для третього режиму роботи системи

У третьому режимі електромагніти на клапанах К5, К4 вимкнені, а електромагніти на клапанах К2, К3 ввімкнені (рис. 3.6).

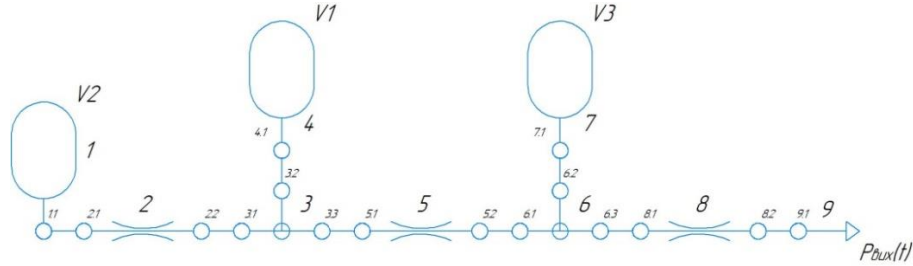


Рисунок 3.6 – Схема будови моделі для третього режиму

Енергія стиснутого повітря з ресиверу V2 підводиться до каналу 1.1 проходить через дросель 2 і в елементі 3 потік стиснутого повітря розподіляється на наповнення об'єму V1 через канали 3.2 та 4.1 і на подальше проходження через розподільник, що відображається елементом 5, після в елементі 6 також йде розподілення на потоки, один йде на наповнення об'єму V3 через канали 6.2 та 7.1, інший на подальше проходження в атмосферу через елемент 8.

Відповідно до структурної схеми записана система диференціальних рівнянь (2.3) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_{1,1}}{dt} = \frac{\frac{K \cdot R \cdot T_m}{V2} \cdot G_{2,2}}{V2} \cdot G_{2,2}, \\ G_{2,2} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT}} \cdot p_{1,1} \cdot (p_{1,1} - p_{4,1}), \\ G_{4,1} = G_{2,2} - G_{5,2}, \\ \frac{dp_{4,1}}{dt} = \frac{\frac{K \cdot R \cdot T_m}{V1} \cdot G_{4,1}}{V1} \cdot G_{4,1}, \\ G_{5,2} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT}} \cdot p_{4,1} \cdot (p_{4,1} - p_{7,1}), \\ G_{7,1} = G_{5,2} - G_{8,2}, \\ \frac{dp_{7,1}}{dt} = \frac{\frac{K \cdot R \cdot T_m}{V3} \cdot G_{7,1}}{V3} \cdot G_{7,1}, \\ G_{8,2} = 0,0899 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{RT}} \cdot p_{7,1} \cdot (p_{7,1} - p_{вих}), \end{array} \right. \quad (2.3)$$

3.2. Перевірка розроблених математичних моделей на коректність роботи

Математичні моделі розроблені в попередніх пунктах були перевірені на адекватність та коректність роботи. Перевірка математичної моделі системи накопичення стиснутого повітря на адекватність показала, що система працює коректно, і може бути використана для побудови моделі системи рекуперації стиснутого повітря.

Модель системи накопичення стиснутого повітря (рис. 3.7) поєднує в собі всі 3 режими роботи системи.

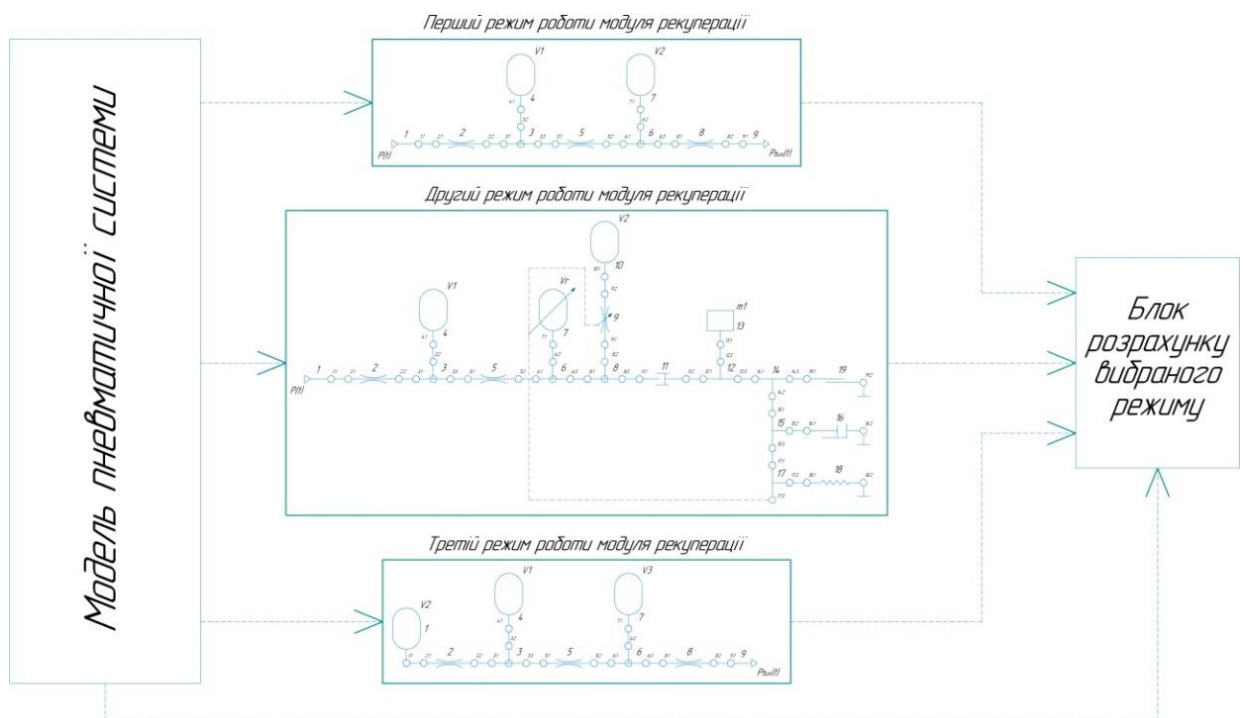


Рисунок 3.7 – Блок-схема взаємодії елементів системи накопичення стиснутого повітря

Імпульсна функція задає накопичення енергія стиснутого повітря при гальмуванні, вона вмикається за 20% до кінця робочого ходу пневмоциліндра (рис. 3.8), 20% це і є накопичена енергія стиснутого повітря.

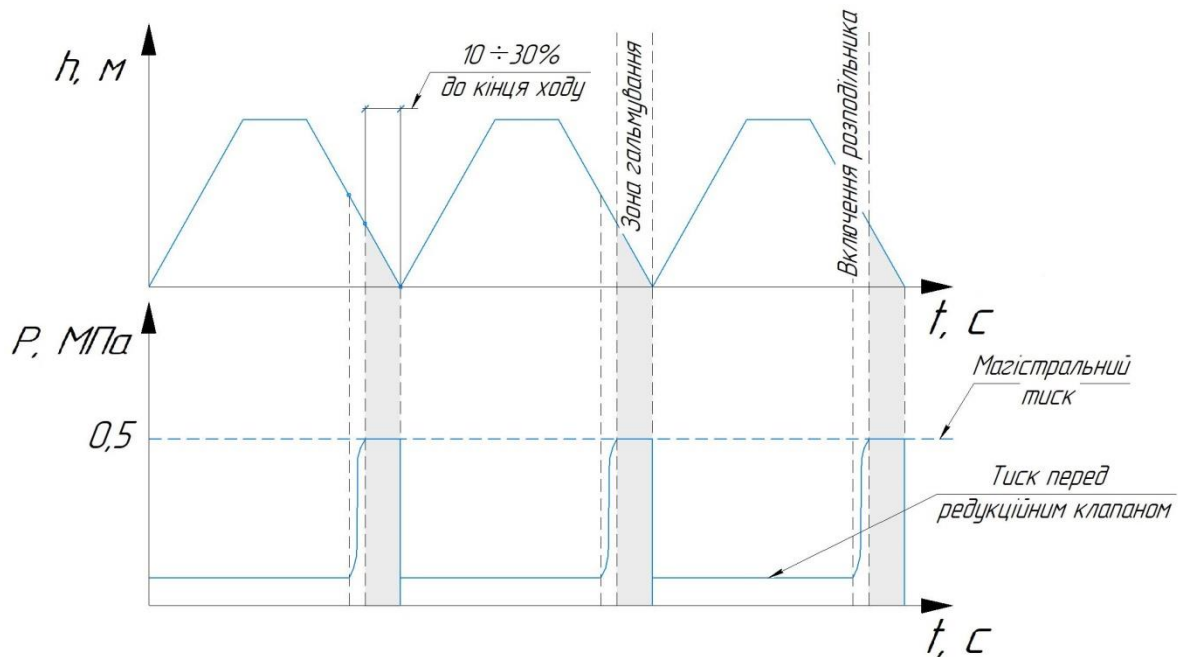


Рисунок 3.8 – Взаємозв’язок процесів в пневмоциліндрі
з системою рекуперації

Перевіряємо математичну модель на коректність наступним чином: при постійно заданому тиску на редукційному клані в 0,5 МПа, змінювався об’єм пневматичної камери, в яку здійснюється накопичення енергії стиснутого повітря в межах від 0.0000375 м^3 до $0,00015 \text{ м}^3$, при цьому контролювався час наповнення об’єму. Результати будуть не суперечити фізичному змісту коли при зменшенні об’єму камери час її наповнення буде також зменшуватись.

Для перевірки коректності роботи системи з об’ємом у $0,00015 \text{ м}^3$ з постійно заданим тиском на редукційному клані в 0,5 МПа, робочим ходом пневматичного циліндра $S=0,370\text{м}$, режим гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра $0,296 \text{ м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.9).

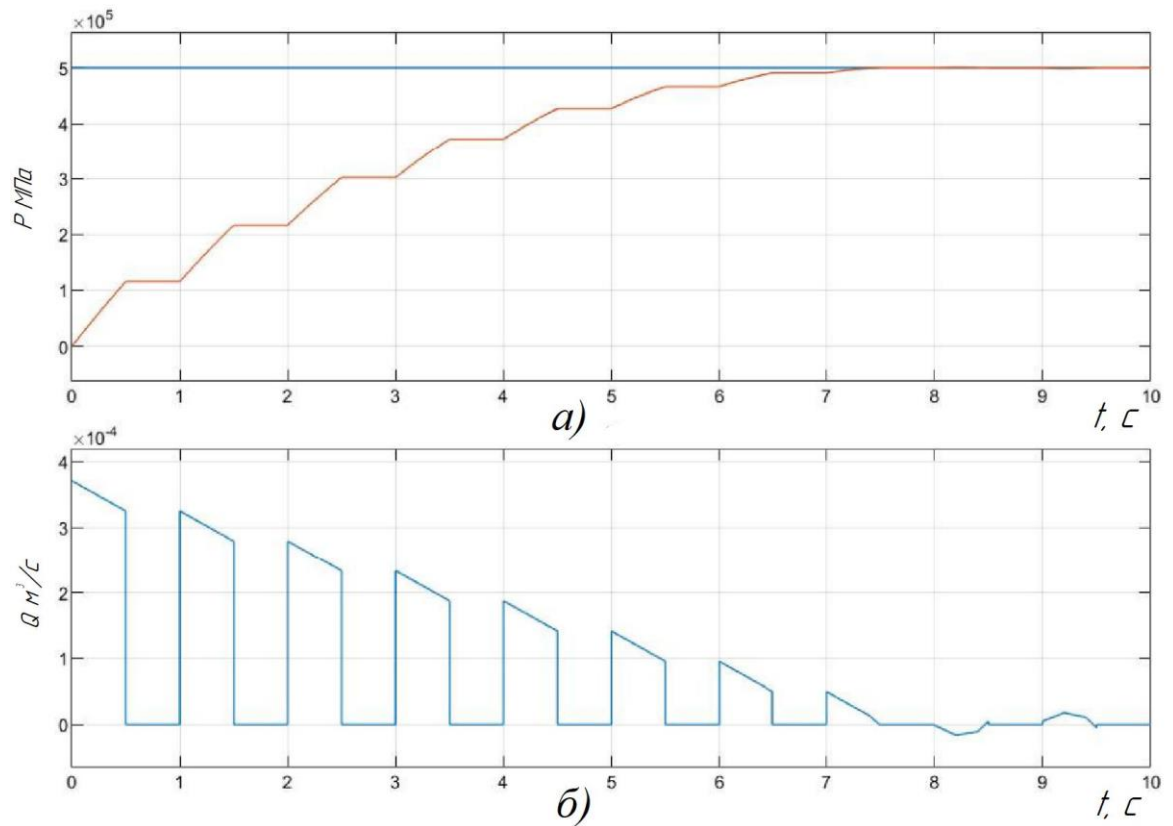


Рисунок 3.9 – Залежність зміни тиску в ресивері модуля рекуперації (а) та зміна витрати стиснутого повітря через редукційний клапан (б) від часу

Результати (рис. 3.9) показують, що при об'ємі $0,00015 \text{ м}^3$ час наповнення ресивера складає 8 с. При цьому спостерігається поступове зменшення витрати через редукційний клапан, що пояснюється зменшенням перепаду тиску в результаті наповнення ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря.

Для перевірки коректності роботи системи з об'ємом у $0,000075 \text{ м}^3$ з постійно заданим тиском на редукційному клані в $0,5 \text{ МПа}$, робочим ходом пневматичного циліндра $S=0,370\text{м}$, режим гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра $0,296 \text{ м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.10).

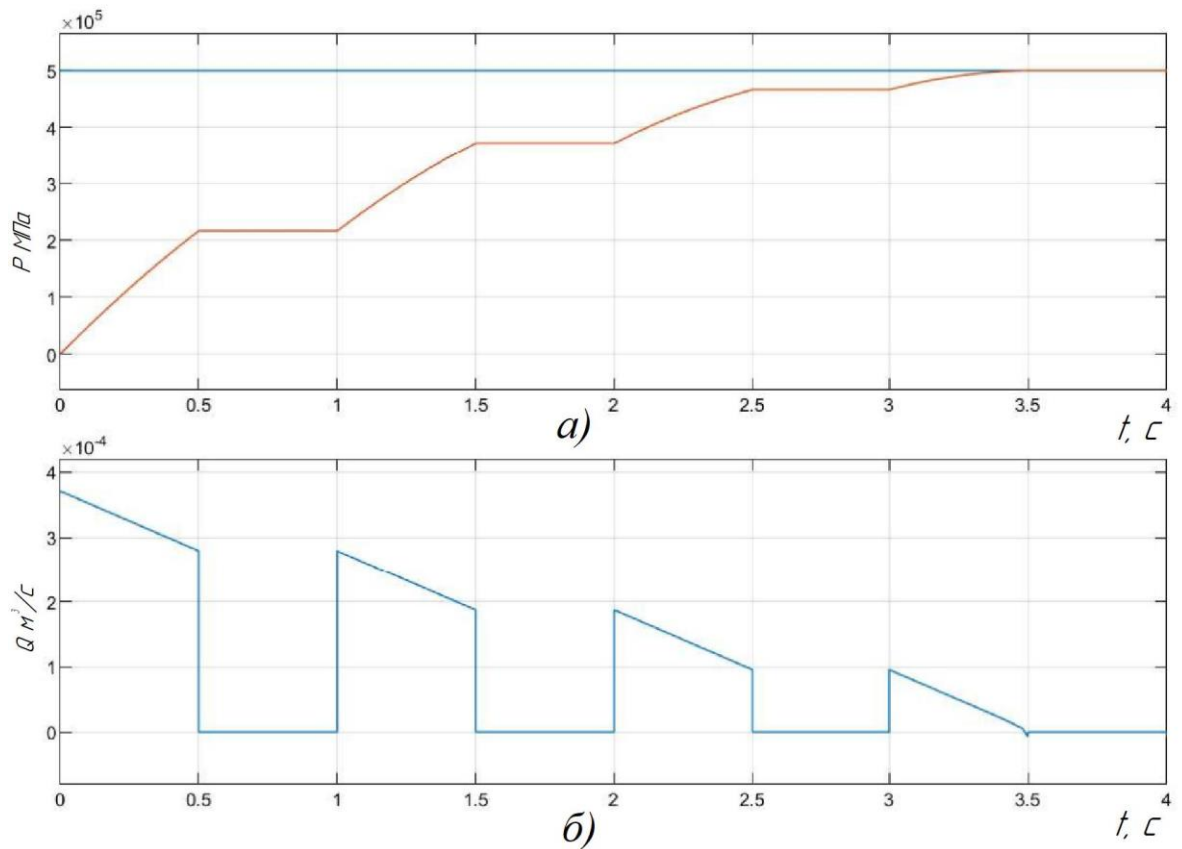


Рисунок 3.10 – Залежність зміни тиску в ресивері модуля рекуперації (а) та зміна витрати стиснутого повітря через редукційний клапан (б) від часу

Результати (рис. 3.10) показують, що при об'ємі $0,000075 \text{ м}^3$ час наповнення ресивера складає 3,5. При цьому спостерігається поступове зменшення витрати через редукційний клапан, що пояснюється зменшенням перепаду тиску в результаті наповнення ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря.

Для перевірки коректності роботи системи з об'ємом у 0.0000375 м^3 з постійно заданим тиском на редукційному клані в $0,5 \text{ МПа}$, робочим ходом пневматичного циліндра $S=0,370\text{м}$, режим гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра $0,296 \text{ м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.11).

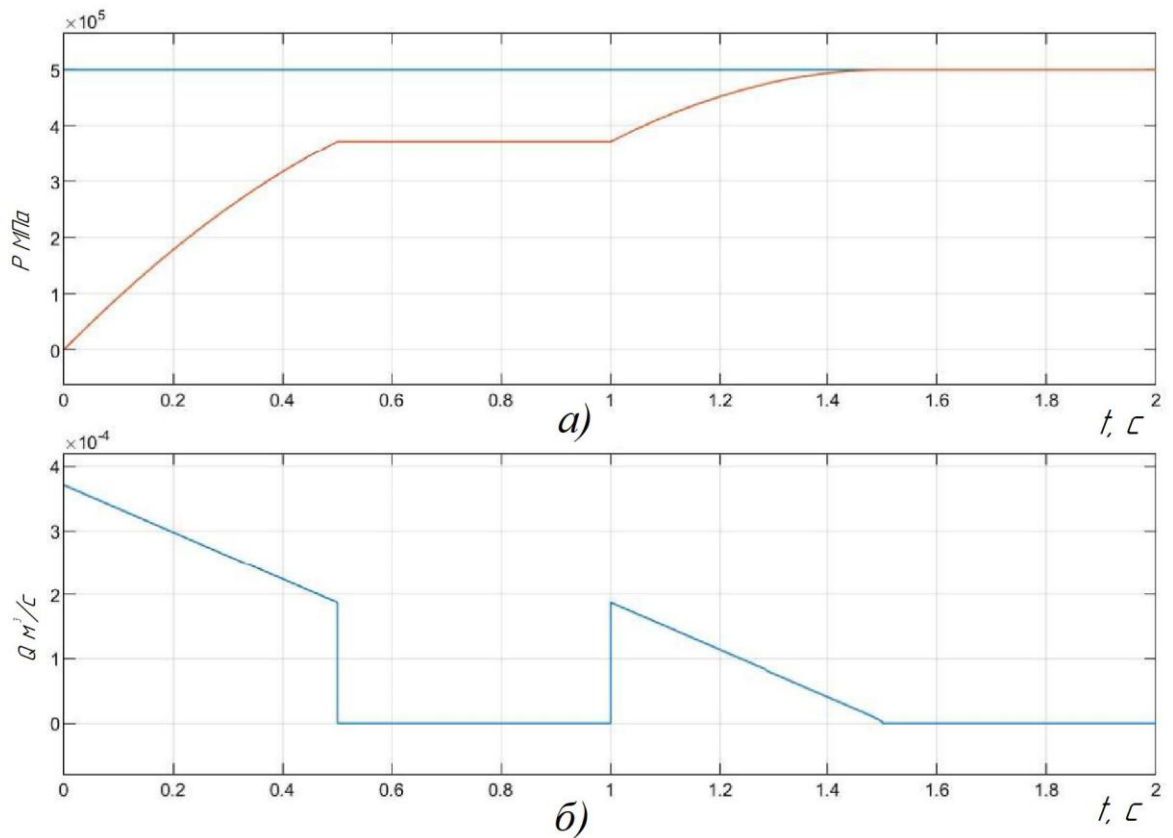


Рисунок 3.11 – Залежність зміни тиску в ресивері модуля рекуперації (а) та зміна витрати стиснутого повітря через редукційний клапан (б) від часу

Результати (рис. 3.11) показують, що при об'ємі 0.0000375 м^3 час наповнення ресивера складає 1,5 с. При цьому спостерігається поступове зменшення витрати через редукційний клапан, що пояснюється зменшенням перепаду тиску в результаті наповнення ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря.

Для перевірки коректності роботи системи з об'ємом у 0.00015 м^3 з постійно заданим тиском на редукційному клані в $0,5 \text{ МПа}$, робочим ходом пневматичного циліндра $S=0,370\text{м}$, режим гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра $0,296 \text{ м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.12).

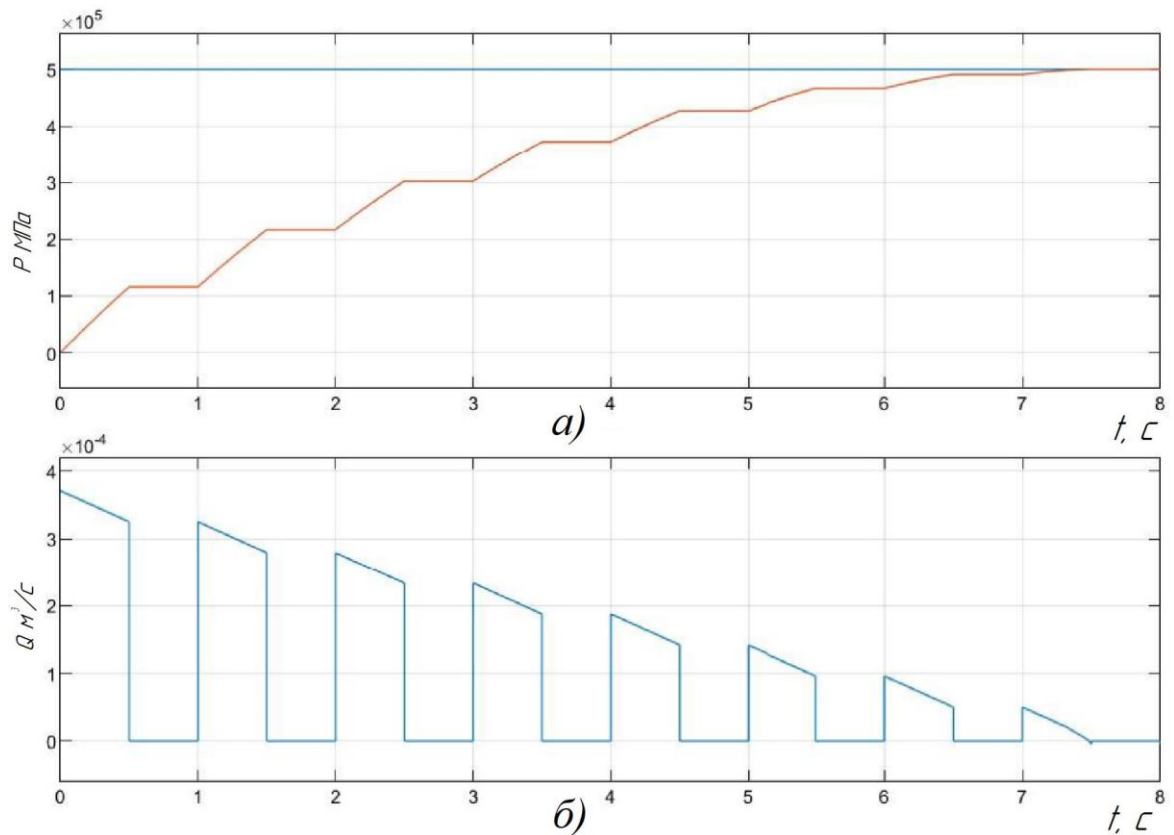


Рисунок 3.12 – Залежність зміни тиску в ресивері модуля рекуперації (а) та зміна витрати стиснутого повітря через редукційний клапан (б) від часу

Результати (рис. 3.12) показують, що при 0,5 МПа час наповнення ресивера складає 8 с. При цьому спостерігається поступове зменшення витрати через редукційний клапан, що пояснюється зменшенням перепаду тиску в результаті наповнення ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря.

Для перевірки коректності роботи системи з об'ємом у 0.00015 м^3 з постійно заданим тиском на редукційному клані в 0,6 МПа, робочим ходом пневматичного циліндра $S=0,370\text{м}$, режим гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра $0,296 \text{ м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.13).

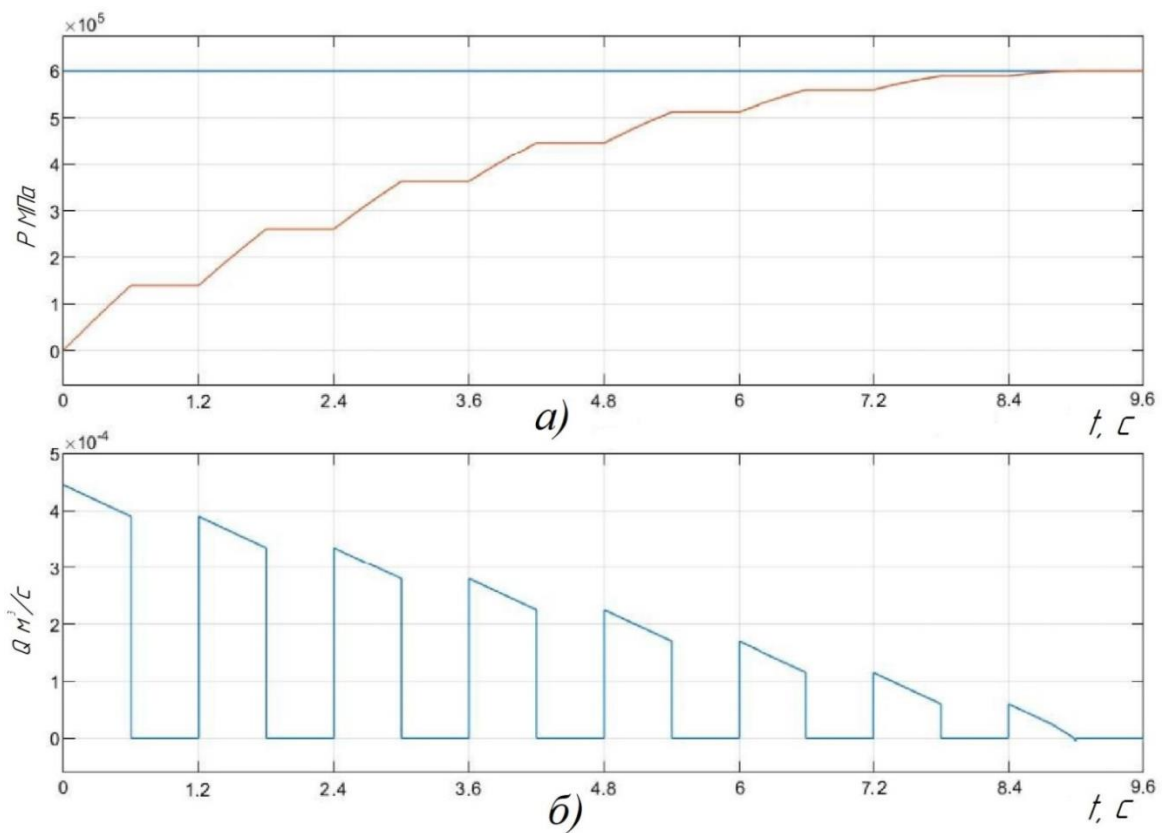


Рисунок 3.13 – Залежність зміни тиску в ресивері модуля рекуперації (а) та зміна витрати стиснутого повітря через редукційний клапан (б) від часу

Результати (рис. 3.13) показують, що при 0,6 МПа час наповнення ресивера складає 6 с. При цьому спостерігається поступове зменшення витрати через редукційний клапан, що пояснюється зменшенням перепаду тиску в результаті наповнення ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря.

Для перевірки коректності роботи системи з об'ємом у $0.0000375 m^3$ з постійно заданим тиском на редукційному клані в 0,7 МПа, робочим ходом пневматичного циліндра $S=0,370m$, режим гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра 0,296 м, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16m$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04m$, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.14).

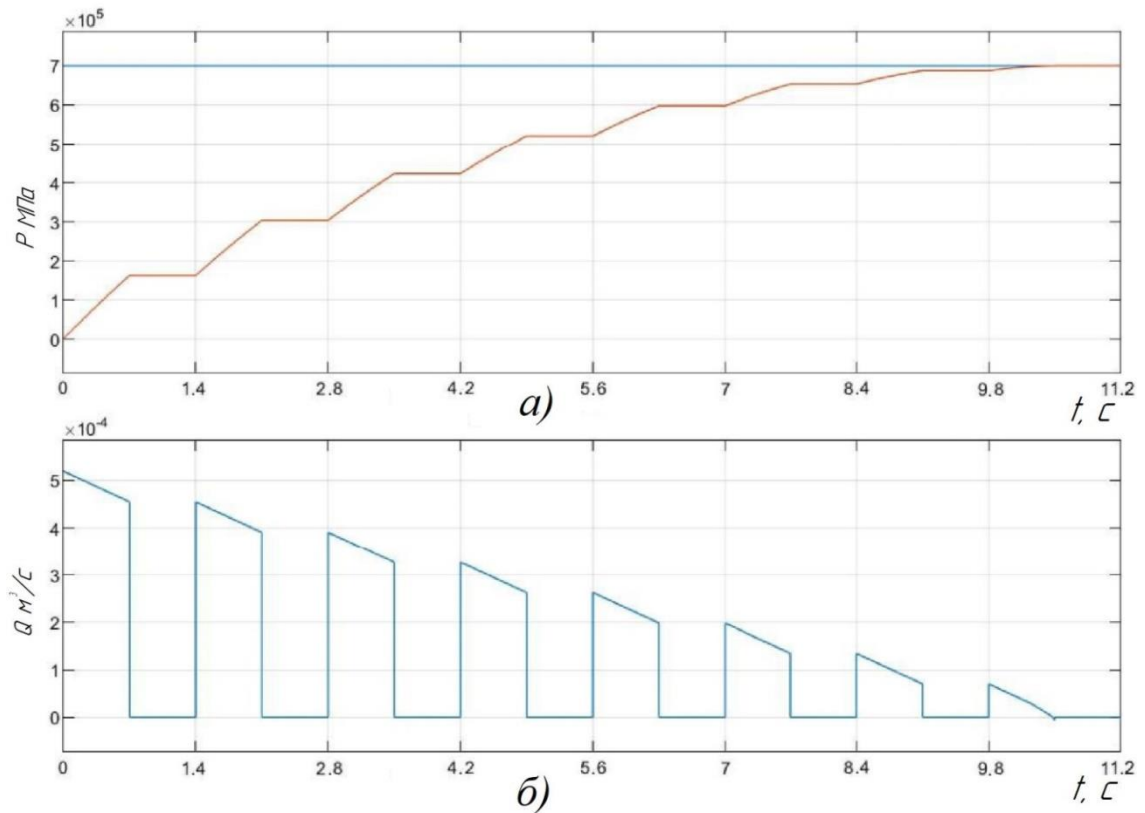


Рисунок 3.14 – Залежність зміни тиску в ресивері модуля рекуперації (а) та зміна витрати стиснутого повітря через редукційний клапан (б) від часу

Результати (рис. 3.14) показують, що при 0,6 МПа час наповнення ресивера складає 6 с. При цьому спостерігається поступове зменшення витрати через редукційний клапан, що пояснюється зменшенням перепаду тиску в результаті наповнення ресивера модуля рекуперації стиснутого повітря.

При подачі магістрально тиску і спрацюванню клапану з'являється витрата в каналі, ця витрата поступово зменшується за рахунок того, що наповнюється об'єм і перепад тиску зменшується. Після зупинки системи витрата повністю зникає і тиск в камері залишається постійним. При наступному спрацюванні в режимі рекуперації так як ресивер вже наповнений витрата в точці Б та А співпадають, так як витрата в точці Б являється кінцем попереднього циклу і об'єм починає поступово наповнюватись, за рахунок перепаду тиску у нас зменшується витрата, це спостерігається до самого наповнення ресивера.

3.3 Модельні дослідження процесу функціонування модуля рекуперації стиснутого повітря

Після того, як була проведена перевірка на коректність роботи системи, яка показала, що система працює коректно, можна проводити модельні дослідження системи накопичення стиснутого повітря та в камерах пневматичного циліндра.

Модельні дослідження проводилися при наступних параметрах: змінювалась інтенсивність гальмування, яка складала від 10% до 30% робочого ходу, змінювався об'єм ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря від 0.0005 м^3 до 0.002 м^3 , робочий хід пневматичного циліндра $S=0,370\text{м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н .

Дані фіксувалися наступним чином: за однакової інтенсивності гальмування фіксувався тиск в ресивері модуля рекуперації стиснутого повітря в залежності від кількості циклів гальмування.

Для проведення модельних досліджень задавався об'єм ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря в межах від 0.0005 м^3 до 0.002 м^3 , постійно заданий тиск редукційним клапаном в $0,7 \text{ МПа}$, робочий хід пневматичного циліндра $S=0,370\text{м}$, режим інтенсивності гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра 10% від ходу штоку пневматичного циліндра, що складає $0,333 \text{ м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н .

Результати математичного моделювання (рис. 3.15) показують, що при об'ємі 0.002 м^3 час наповнення ресивера досить великий, це призводить до великої кількості необхідних циклів гальмування більше 200 до тиску $0,7 \text{ МПа}$, що значно знижує ефективність системи рекуперації.

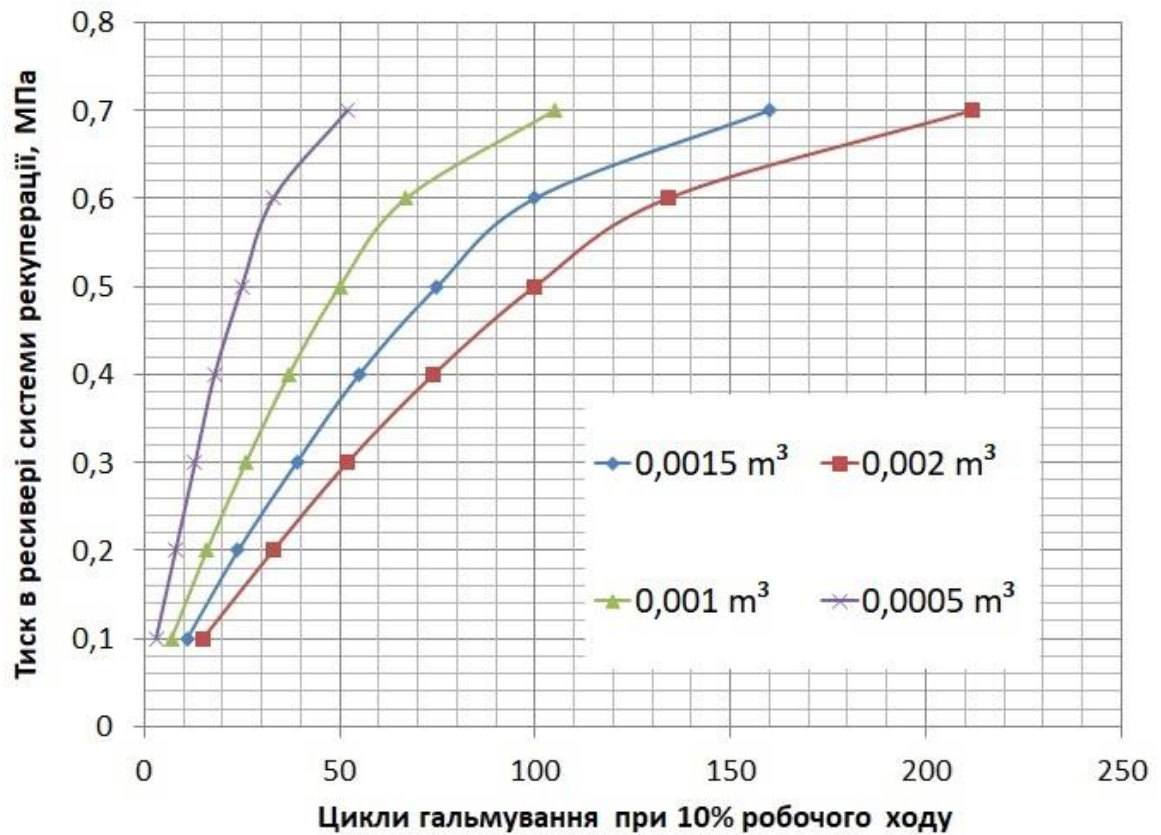


Рисунок 3.15 – Залежність тиску в ресивері системи рекуперації від кількості циклів гальмування при інтенсивності гальмування 10%

В свою чергу при об'ємі 0,0005 м³ кількість циклів значно зменшується до 53 і досягненні тиску 0,7 МПа, але і накопичена енергія в ресивері також зменшується, що і знижує ефективність застосування модулю системи рекуперації стиснутого повітря.

Для проведення модельних досліджень задавався об'єм ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря в межах від 0,0005 м³ до 0,002 м³, постійно заданий тиск редукційним клапаном в 0,7 МПа, робочий хід пневматичного циліндра $S=0,370$ м, режим інтенсивності гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра 20% від ходу штоку пневматичного циліндра, що складає 0,296 м, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16$ м, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04$ м, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.16).

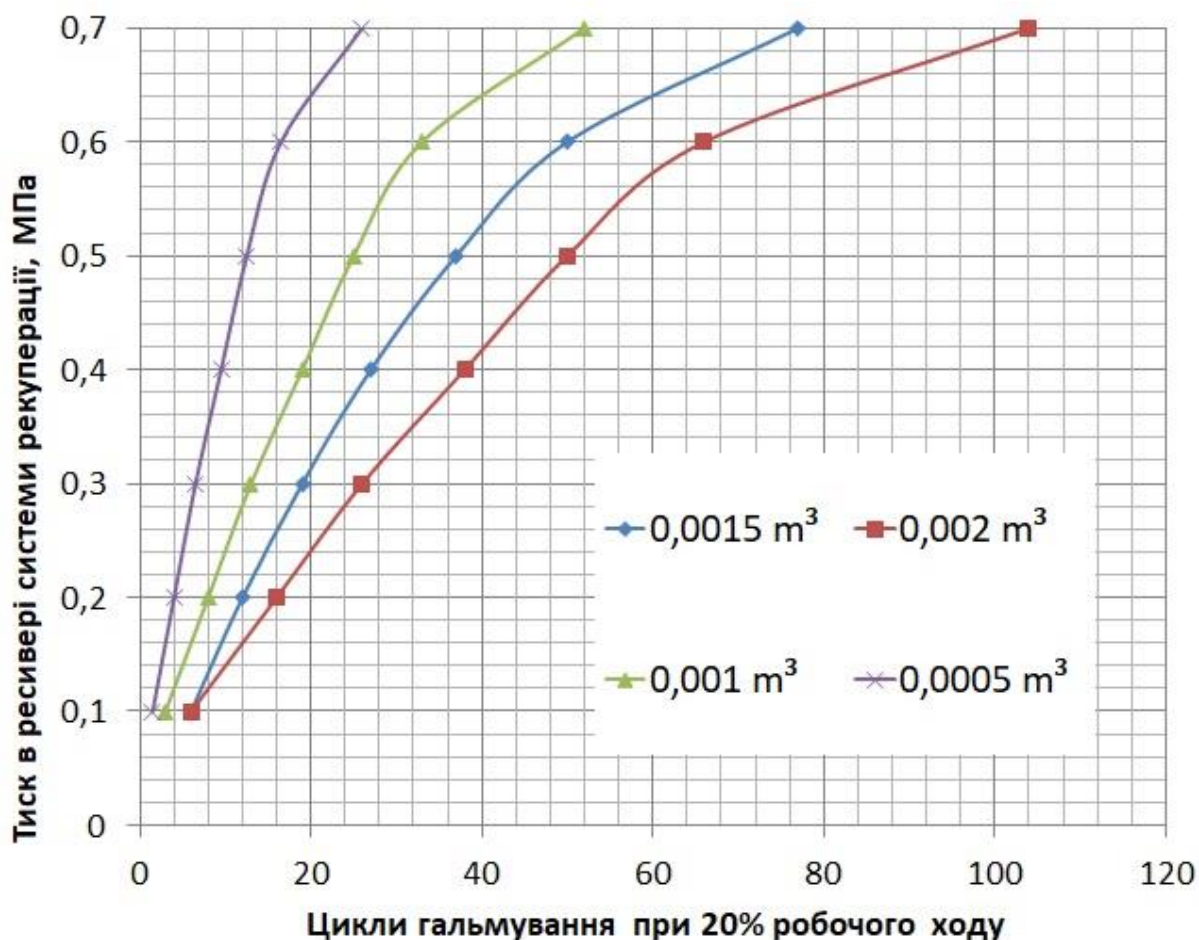


Рисунок 3.16 – Залежність тиску в ресивері системи рекуперації від кількості циклів гальмування при інтенсивності гальмування 20%

Результати математичного моделювання (рис. 3.16) показують, що при об'ємі 0,002 м³ час наповнення ресивера досить великий, це призводить до великої кількості необхідних циклів гальмування більше 110 до тиску 0,7 МПа, що значно знижує ефективність системи рекуперації. В свою чергу при об'ємі 0,0005 м³ кількість циклів значно зменшується до 25 і досягненні тиску 0,7 МПа, але і накопичена енергія в ресивері також зменшується, що і знижує ефективність застосування модулю системи рекуперації стиснутого повітря.

Для проведення модельних досліджень задавався об'єм ресивера модуля рекуперації стиснутого повітря в межах від 0,0005 м³ до 0,002 м³, постійно заданий тиск редукційним клапаном в 0,7 МПа, робочий хід пневматичного

циліндра $S=0,370\text{м}$, режим інтенсивності гальмування вмикається при досягненні штоком пневматичного циліндра 30% від ходу штоку пневматичного циліндра, що складає $0,259\text{ м}$, діаметр поршня пневмоциліндра $D=0,16\text{м}$, діаметр штока пневмоциліндра $d=0,04\text{м}$, корисне навантаження 940 Н (рис. 3.17).

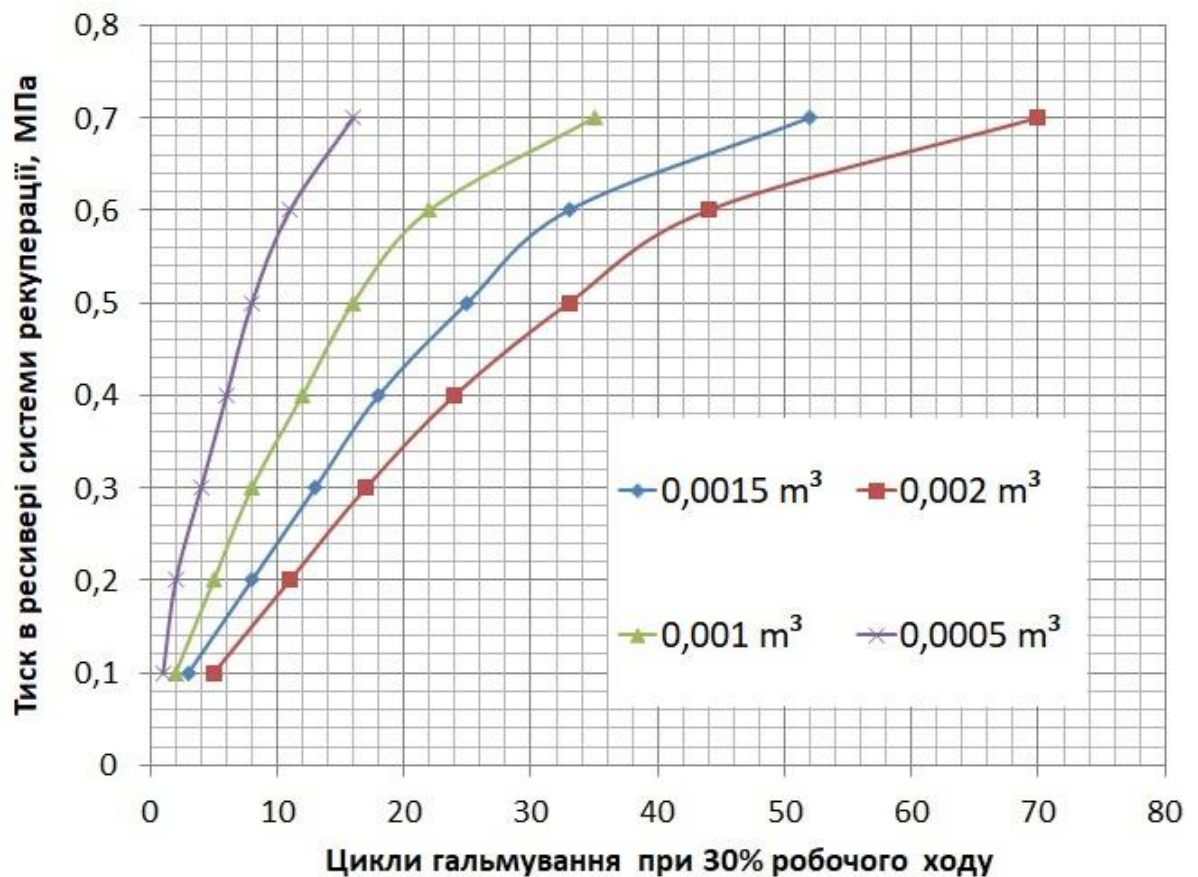


Рисунок 3.17 – Залежність тиску в ресивері системи рекуперації від кількості циклів гальмування при інтенсивності гальмування 30%

Результати математичного моделювання (рис. 3.17) показують, що при об'ємі $0,002\text{ м}^3$ час наповнення ресивера досить великий, це призводить до великої кількості необхідних циклів гальмування більше 70 до тиску $0,7\text{ МПа}$, що значно знижує ефективність системи рекуперації. В свою чергу при об'ємі $0,0005\text{ м}^3$ кількість циклів значно зменшується до 16 і досягненні тиску $0,7\text{ МПа}$, але і накопичена енергія в ресивері також зменшується, що і

знижує ефективність застосування модулю системи рекуперації стиснутого повітря.

На основі вище проведених досліджень зобразимо зони увімкнення системи накопичення стиснутого повітря при різному залишковому ході пневмоциліндра (рис. 3.18).

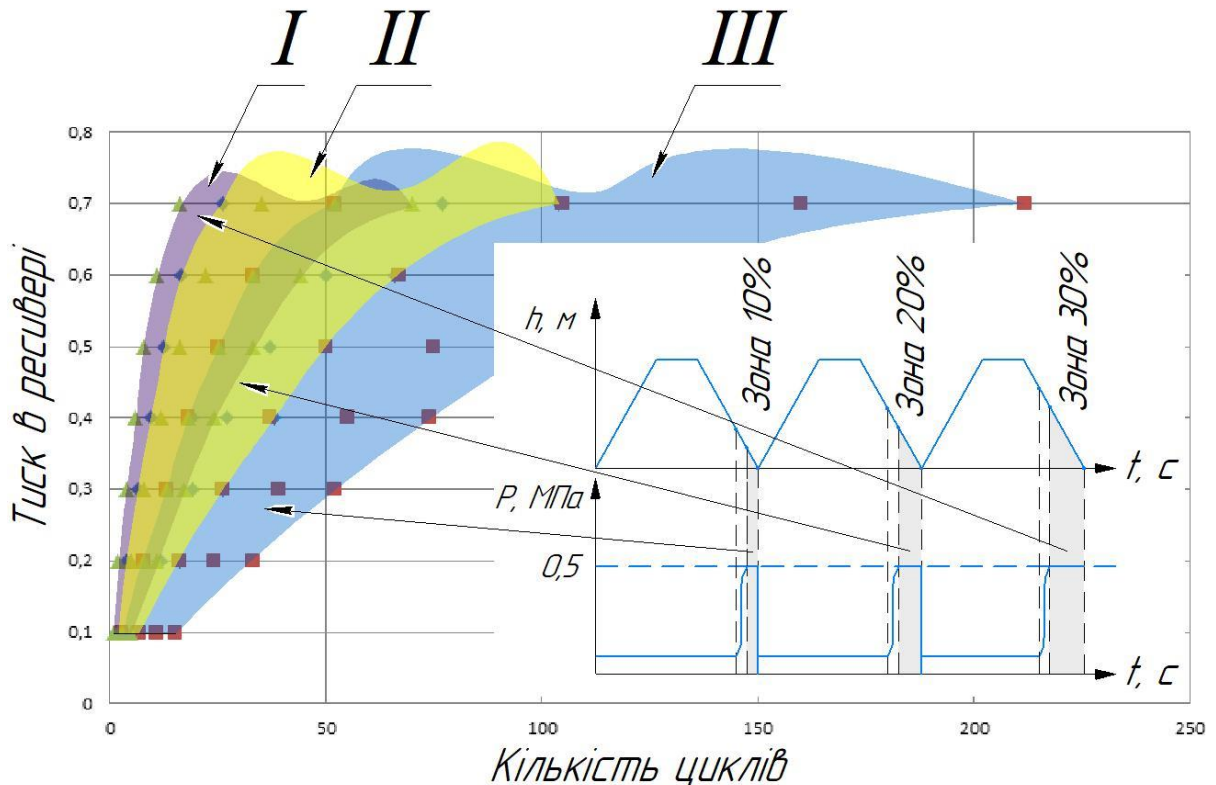


Рисунок 3.18 – Залежність тиску в ресивері системи рекуперації від кількості циклів спрацювання пневматичного циліндра при різній інтенсивності гальмування

На графіку (рис. 3.18) показано, що при 10% гальмуванні в залишковому ході пневмоциліндра відбувається високе ударне перевантаження, але при цьому спостерігається висока швидкодія. При 20% гальмуванні в залишковому ході пневмоциліндра ударне навантаження зменшується, та становить 12%, при цьому швидкодія привода зменшується на 50%. При 30% гальмуванні в залишковому ході пневмоциліндра ударне навантаження становить 27%, швидкодія привода значно зменшується та становить 75%.

Тому зважаючи на вище приведене доцільно обрати увімкнення системи накопичення стиснуто повітря в рекуперативному режимі при 20% залишкового робочого ходу.

Найбільш раціональні з точки зору перевантажень самого привода являється зона рекуперації, що складає 20% від ходу штока, як представлено на графіку вона суттєво не відрізняється від 30% зони, в якій перевантаження привода вже значно вищі, в 10% зоні потрібно щоб привід спрацював значно більше циклів для також накопичення енергії, та ударні навантаження системи буде досить високе

Тому зважаючи на вище приведене доцільно обрати увімкнення системи накопичення стиснуто повітря в рекуперативному режимі при 20% залишкового робочого ходу.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

Метою даного розділу є проведення маркетингового аналізу стартап-проекту для того, щоб визначити принципові можливості його ринкового впровадження та можливих напрямів реалізації цього впровадження.

4.1. Опис ідеї проекту

У табл. 4.1 надано інформацію про зміст ідеї, можливі напрямки застосування, основні вигоди, що може отримати користувач товару.

Таблиця 4.1

Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Розробка модуля накопичення стиснутого повітря, яке виходить в атмосферу під час гальмування поршневого пневмоприводу, система накопичує стиснуте повітря в ресивер шляхом вчасного перемикавання клапанів та налаштованим клапаном тиску.	1. Системи енергозбереження 2. Системи керування механізмів та машин	Підвищення ефективності приводів, що дозволить зменшити енерговтрати. Підвищення ефективності роботи приводів та зменшення витрат на ресурси.

У таблиці 4.2 зроблено аналіз техніко – економічних переваг ідеї порівняно із пропозиціями конкурентів.

Таблиця 4.2

Визначення характеристик ідеї проекту

Техніко- економічні характеристик и ідеї		(потенційні) товари/концепції конкурентів				W слабка сторона	N нейтральна сторона	S сильна сторона
		Мій	Пневматика	Керування	Дискретні			
1	Накопичення стиснутого повітря, %	98%	99%	99%	96%		+	
2	Вартість, тис.грн	10	3	2	3			+
3	Тиск (МПа)	0,5	0,5	0,5	0,5		+	

Аналіз слабких, нейтральних та сильних сторін техніко-економічних характеристик ідеї дозволяє зробити висновок, що дана ідея може бути конкурентоспроможною. Для даного продукту чітко прослідковується сегмент ринку, який зацікавлений саме в такій реалізації даної ідеї [14].

4.2. Технологічний аудит ідеї проекту

Оскільки ідея проекту полягає в створенні модуля накопичення пневматичної енергії, то аудит може мати такі варіанти рішення:

- дообладнання зібраної функціонуючої системи запропонованим модулем рекуперації
- комплектування системи з нуля, з самого початку включаючи до її складу систему рекуперації. Такий варіант буде більш дорогим, але суттєво зменшує ризики помилки налаштування та роботи системи.

4.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап проекту

В даному пункті необхідно визначити ринкові можливості, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкові загрози, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів - конкурентів [14].

4.3.1. Аналіз попиту

На початку проводиться аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (табл. 4.3).

Таблиця 4.3

Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	3
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	1 млн. дол.
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Відсутні

Продовження таблиці 4.3

5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	EN ISO 4413: 2010 Безпека машин Приводи пневматичні. Загальні правила і вимоги безпеки для систем і їх компонентів[41]
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	8%

З таблиці 4.3 видно, що за попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження.

4.3.2. Визначення потенційної групи клієнтів

Надалі визначаються потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 4.4)

Таблиця 4.4

Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару

Продовження таблиці 4.4

1) Скорочення ресурсів на виконання корисної роботи в змінних умовах роботи приводів	1) Автомобільна промисловість; 2) Аеро промисловість; 3) Станко - будування;	1) EN ISO 4413: 2010 [41]; 2) Різний тип обладнання; 3) Різні потужності виробництва;	1) Легке встановлення системи; 2) Ремонто-придатність; 3) Окупність в найкоротші строки; 4) Надійність
--------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------

4.3.3. Аналіз ринкового середовища

Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринкового середовища: складаються таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (табл. 4.5 – 4.6). Фактори в таблицях подані в порядку зменшення значущості [14].

Таблиця 4.5.

Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Вартість	Вартість виготовлення вища у порівнянні з іншими модулями накопичення енергії	Відмова від становлення

Продовження таблиці 4.4.

2	Строк служби	Строк служби має бути більшим ніж строк окупності системи	Заміна на нову систему іншого постачальника. Відмова від подальшої співпраці.
---	--------------	-----------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------

Таблиця 4.6.

Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Підвищення ефективності накопичення	Скорочуються витрати на корегування та настройку системи	Перехід на систему даного типу для всіх етапів виробництва, де необхідна енергоефективність
2	Зменшення витрат на систему	Зменшення собівартості продукту, що випускається	Зниження вартості вихідного продукту

4.3.4. Аналіз пропозиції

Надалі проводиться аналіз пропозиції: визначаються загальні риси конкуренції на ринку (табл. 4.7).

Таблиця 4.7.

Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Вказати тип конкуренції - монополія/олігополія/ монополістична/чиста	монополістична	У разі монополістичної конкуренції легко заснувати нову фірму або залишити ринок. Нові продавці часто відчують труднощі з новими для покупців торговельними марками і послугами.
2. За рівнем конкурентної боротьби - локальний/національний/...	Національна	Національна конкуренція сприяє вливанню капіталів і товарів державою та інвесторами, створює конкурентну боротьбу
3. За галузевою ознакою - міжгалузева/ внутрішньогалузева	Внутрішньо галузева	Сприяла зниженню витрат виробництва, впровадженню НТП, підвищенню ефективності виробництва.
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-родова - товарно-видова - між бажаннями	товарно-родова	Конкуренція між різними видами товарів, які можуть виконувати подібні функції.

Продовження таблиці 4.7.

5. За характером конкурентних переваг - цінова / нецінова	цінова	Головною конкурентною перевагою є економія ресурсів впродовж процесу роботи.
6. За інтенсивністю - марочна/не марочна	марочна	ситуація на ринку, де компанія розглядає як своїх конкурентів компанії, що пропонують подібний продукт тим же цільовим покупцям

4.3.5. Детальний аналіз конкуренції в галузі

Після аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (табл. 4.8) [14].

Таблиця 4.8.

Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

Складові аналізу	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальник	Клієнти	Товари-замінники
	На ринку спостерігає тенденція до збільшення	Бар'єри входу на ринок є порівняно	Існує чітка залежність від постачальників як якості	Споживачі мають широку географію	Посилилася конкуренція зі

Продовження таблиці 4.8.

	кількості підприємств і посилення конкуренції на ринку.	незначними. Вартість організації бізнесу сягає 60 тис. дол.	продукції, так і можливих обсягів її виробництва.		сторони товарів субституті в інших типів рекуперації енергії
--	---------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------	--	--------------------------------------------------------------

Висновки: має місце інтенсивна конкурентна боротьба з боку прямих конкурентів, є можливість виходу на ринок, товари замітники пропонують вищу вартість.

4.3.6. Аналіз факторів конкурентоспроможності

На основі аналізу конкуренції, проведеного в п. 4.3.5 (табл. 4.8), а також із урахуванням характеристик проекту (табл. 4.2), факторів маркетингового середовища (табл. 4.5-4.6) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюється за табл. 4.9.

Таблиця 4.9.

Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Оригінальний модуль накопичення стиснутого повітря	В умовах монополістичної конкуренції, коли фактор диференціації ТМ є ключовим засобом ведення конкурентної боротьби, важливим є створення та підтримання унікального продукту.

Продовження таблиці 4.9.

2	Ціна	Оскільки такий спосіб накопичення енергії є дорогим, але передбачає економію ресурсів, то окупність є одним з засобів ведення конкурентної боротьби. Тому чим вигіднішою є швидкість окупності для споживача, тим вірогідніше його вибір.
3	Репутація виробника	За рахунок того, що в світі популяризація концепції екологічно чистого виробництва, а також введення відповідних стандартів робить величезний вплив на розвиток різних сегментів промисловості, споживач при виборі ТМ керується також впливом технології на світову екологію. позитивне сприйняття новинок.
4	Маркетинговий бюджет	Від розміру маркетингового бюджету залежить здатність здійснювати маркетингову стратегію підприємства. Маркетингові заходи мають забезпечувати інші конкурентні переваги такі, як рівень диференціації, лояльності, репутація виробника, дистрибуція та просування.

4.3.7. Складання SWOT-аналізу

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та

слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл. 4.10).

Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення [14].

Таблиця 4.10.

SWOT-аналіз стартап-проекту

<p>Сильні сторони:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Оригінальний модуль; 2. Покращення техніко-економічних показників установок 3. Вища надійність 	<p>Слабкі сторони:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Слабке самозабезпечення фінансовими ресурсами; 2. Відсутність чітко вираженої маркетингової стратегії, непослідовність в її реалізації; 3. Вища вартість запровадження.
<p>Можливості:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Можливість збільшення обсягів реалізації системи. 2. Можливість збільшення обсягів продаж за рахунок впровадження ще більш ресурсоекономних систем позиціонування. 	<p>Загрози:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Загроза втрати споживачів внаслідок підвищення тиску зі сторони товарів- субститутів 2. Загроза підвищення цін на продукт унаслідок підвищення цін на сировину та її дефіциту

4.3.8. Альтернативи ринкової поведінки

На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки (перелік заходів) для виведення стартап-проекту на ринок та

орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок (див. табл. 4.9, аналіз потенційних конкурентів).

Визначені альтернативи аналізуються з точки зору строків та ймовірності отримання ресурсів (табл. 4.11).

Таблиця 4.11.

Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Використання засобів стимулювання збуту на технологічних виставках та конференція для збільшення продаж товару (більш глибоке проникнення на ринок)	Дозволяє суттєво збільшити обсяги продаж. Потребує маркетингових витрат, спланованих та координованих дій	0,5 року
2	Впровадження індивідуального підходу до кожного замовника (розвиток товару)	Можливість залучення нових споживачів. Потребує значних капіталовкладень виведення на ринок	1 рік

Продовження таблиці 4.11.

3	Збільшення представленості в різних регіонах (розвиток ринку)	Можливість розширення охоплення цільової аудиторії. Потребує значних капіталовкладень на створення додаткових філій в регіонах	4 роки
4	Налагодити виробництво іншого виду ущільнень (диверсифікація)	Дозволяє привернути увагу споживачів, залучити додаткових. Потребує значних фінансових вкладень у розробку та тестування нового продукту	2 роки

4.4. Розроблення ринкової стратегії проекту

4.4.1. Стратегія охоплення ринку

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 4.12).

Таблиця 4.12.

Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/ п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Автомобільна промисловість	+	високий	середня	середня
2	Аеро промисловість	+	високий	середня	висока
3	Станко – будування	+	високий	середня	середня
Які цільові групи обрано: обрані всі три цільові групи потенційних споживачів					

За результатами аналізу потенційних груп споживачів (сегментів) визначена стратегія охоплення ринку: компанія працює із всім ринком, пропонуючи стандартизовану програму (включно із характеристиками товару/послуги). Це означає, що маркетингова стратегія націлена на диференціацію продукту в своїй сфері [14].

4.4.2. Базова стратегія розвитку

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку (табл. 4.13).

Таблиця 4.13.

Визначення базової стратегії розвитку

№	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспро- можні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Розвиток ринку	Масовий маркетинг	Низькі витрати створюють бар'єр входу для нових конкурентів і одночасно хороший захист проти товарів- замінників	Стратегія лідерства по витратах
2	Розвиток товару	Диференційов- аний маркетинг	Відмітні властивості товару і завойована прихильність клієнтів захищають фірму і від товарів-замінників	Стратегія диференціації
3	Більш глибоке проникнення на ринок	Концентрова- ний маркетинг	Задоволення потреб вибраного цільового сегменту краще, ніж конкуренти	Стратегія спеціалізації

На основі таблиці 4.12 обрана базова стратегія розвитку - стратегія диференціації.

4.4.3. Стратегія конкурентної поведінки

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (табл. 4.14).

Таблиця 4.14.

Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/ п	Чи є проект «першопрохідце м» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристик и товару конкурента?	Стратегія конкурент ної поведінки
1	Так	Так	Ні	Стратегія лідера
2	Ні	Так	Ні	Стратегія виклику лідера
3	Ні	Ні	Так	Стратегія наслідування лідера
4	Так	Ні	Ні	Стратегія заняття конкурентної ніші

На основі таблиці 4.13 стратегія конкурентної поведінки - стратегія лідера.

4.5. Розроблення маркетингової програми стартап – проекту

4.5.1. Формування маркетингової концепції товару

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у табл. 4.15 потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 4.15.

Визначення ключових переваг концепції

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Робота системи в умовах непередбачених для електрики	Повністю пневматичне обслуговування	Швидкість налаштування
2	Зменшення витрат на систему	Зниження собівартості готової продукції	Невелика вартість системи

4.5.2. Визначення цінових меж

Наступним кроком є визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проекту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги

або товари субститути, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (табл. 4.16) [34]. Аналіз проводиться експертним методом [14].

Таблиця 4.16.

Визначення меж встановлення ціни

Рівень цін на товари- замінники	Рівень цін на товари- аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу
6-9 тис. дол.	20-27 тис. дол.	2 млрд. дол.	12-15 тис. дол. на ступінь

4.5.3. Визначення оптимальної системи збуту

Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення (табл. 4.17):

- проводити збут власними силами або залучати сторонніх посередників (власна або залучена система збуту);
- вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;
- вибір та обґрунтування виду посередників.

Таблиця 4.17.

Формування системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
Характерно для наукомістких галузей зі специфічним і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів, які потребують	Просування на ринок подібних продуктів в рамках даної системи збуту не вимагає будь-якої широкої реклами. Швидше потрібно одного разу	Канал нульового рівня	Канал складається з виробника, який продає свій товар безпосередньо споживачам (через відділ збуту, збутові філії, мережу
специфічних компонентах для свого специфічного фінального продукту (машинобудування з виробництвом за індивідуальними замовленнями або дрібними серіями).	з'ясувати, хто з потенційних покупців інновацій може в них потребу і яка поточна платоспроможність даного клієнта.		фірмових магазинів, посилкову торгівлю тощо)

4.5.4. Концепція маркетингових комунікацій

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (табл. 4.18).

Таблиця 4.18.

Концепція маркетингових комунікацій

Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
Наукомісткі галузі зі специфічними і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів	Включають в себе пряму поштову розсилку, замовлення по друкованим каталогам і продаж в режимі он-лайн.	Конкурентне позиціонування, яке базується на демонстрації переваг товарів підприємства над товарами конкурентів.	Отримати можливість у кілька разів збільшити обсяг продажу своїх товарів	Головними елементами структури реклами є тема реклами і девіз рекламної кампанії.

4.6. Висновки

Було проведено аналіз можливості ринкової комерціалізації проекту. Як показали результати аналізу аспектів запровадження такого продукту, технічна реалізація представляється можливою. Визначаючи його сильні та слабкі сторони було оцінено ризики входження продукту на ринок систем накопичення стиснутого повітря.

Такий ринок залишає за собою певні проміжки, які досі не покриті виробниками схожої продукції. Це робить ринок привабливим для входження. А сам продукт може зайняти стійкі позиції в певних сегментах ринку подібних систем. Отже, запровадження продукту можна вважати перспективним.

Для ринкової реалізації було обрано стратегію диференціації, яка передбачає охоплення як можливо більших сегментів. На перших етапах це дозволить швидше дізнатись про продукт та придбати потенційних користувачів.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Тема мого дипломного проекту – «Дослідження процесів в порожнинах пневмоциліндра при рекуперації пневматичної енергії». У даній роботі досліджено динамічні характеристики пневмоприводу, робота проводиться за персональним комп'ютером. Основними несприятливими чинниками є:

- пожежонебезпека;
- небезпека ураженням електричним струмом;
- зорове навантаження;

5.1. Санітарно-гігієнічна характеристика приміщення лабораторії

Розміри приміщення, в яких встановлений комп'ютер та інша техніка: площа 30 кв.м. (рис. 5.1), а об'єм $V = S \cdot h = 30 \cdot 2,7 = 81 \text{ м}^3$. У цьому приміщенні передбачено відповідні параметри температури, чистота повітря але не забезпечена ізоляція від виробничих шумів так як приміщення розташоване в житловому будинку.

По санітарних нормах площа на одне робоче місце з ПК для дорослих користувачів повинна складати не менше 6.0 м², а об'єм – не менше 20 м³. Отже, габаритні розміри приміщення повністю відповідають санітарним нормам.

Для облицювання стін, стель, підлоги приміщень, де розміщені ПК, слід використовувати матеріали, дозволені органами санітарно-епідеміологічного нагляду [18], а для внутрішньої обробки інтер'єру – матеріали, що дифузно-відбиваються, з такими коефіцієнтами віддзеркалення: для стелі – 0.7-0.8; для стін – 0.5-0.6; для підлоги – 0.3-0.5. Поверхня підлоги в приміщеннях

експлуатації моніторів і ПК повинна бути рівною, без вибоїн, неслизькою, зручною для прибирання, володіти антистатичними властивостями. Вологе прибирання необхідно проводити щодня.

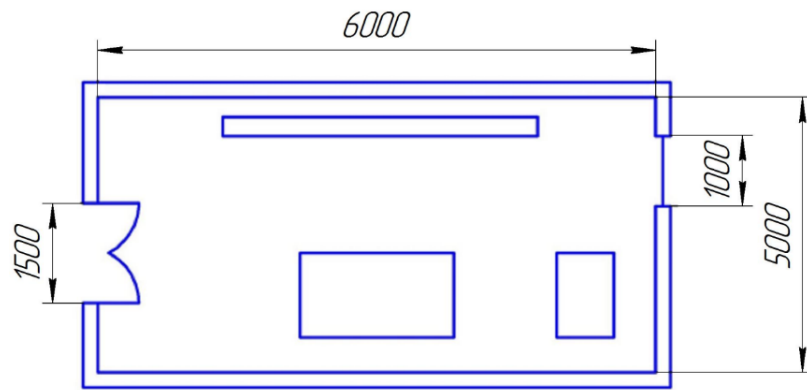


Рис. 5.1. План приміщення

5.2. Вимоги до мікроклімату під час роботи в лабораторії

В даному приміщенні робота з монітором і ПК є основною, тому воно забезпечується оптимальними параметрами мікроклімату.

Для створення необхідних параметрів мікроклімату у приміщенні застосовується система вентиляції та проводиться провітрювання приміщення двічі в день, з ранку і ввечері.

Вентиляція приміщення досягається видаленням з них нагрітого або забрудненого повітря і подачею чистого зовнішнього повітря.

Основні параметри мікроклімату (таблиця 5.1) (температура повітря, вологість і швидкість руху повітря на робочому місці) повинні відповідати вимогам . Крім того, необхідно забезпечити необхідні концентрації позитивних і негативних іонів в повітрі робочої зони. Результати досліджень показали, що позитивні іони у великій кількості негативно впливають на розумову і фізичну працездатність (з'являється стомлюваність), на діяльність серцево-судинної системи і системи кровотворення, а негативні іони сприятливо впливають на здоров'я людини.

Необхідні концентрації позитивних і негативних іонів в повітрі робочої зони забезпечують:

- генератори негативних іонів;
- установки штучного зволоження;

- кондиціонери;
- загально-обмінна проточно-витяжна вентиляція.

В даному приміщенні встановлено установку штучного зволоження, термометр та загально-обмінна проточно-витяжна вентиляція .

Таблиця 5.1.

Період року	Температура, °C			Відносна вологість, %	
	Оптимальна	Фактична		Оптимальна	Дійсна
		Верхня межа	Нижня межа		
Холодний	21 - 24	23	21	40 - 60	57
Теплий	23 - 28	28	25	40 - 60	46

Середня температура приміщення в теплий період року дорівнює 23 °C, відносна вологість повітря 46%.

У холодний період року, середня температура складає 23 °C. Значення відносної вологості дорівнює 57%.

Всі параметри мікроклімату приміщення в теплий та холодний період року знаходяться в діапазоні оптимальних значень, тому можна зробити висновок, що мікроклімат приміщення є сприятливим для праці.

5.3. Вимоги до освітлення під час роботи в лабораторії

Недостатність освітлення призводить до напруги зору, ослаблю увагу, приводить до настання передчасної стомленості. Надмірно яскраве освітлення викликає засліплення, роздратування і різь в очах. Неправильний напрям світла на робочому місці може створювати різні тіні, відблиски,

дезорієнтувати що працює. Всі ці причини можуть привести до нещасного випадку або профзахворювань, тому настільки важливий правильний розрахунок освітлення, визначення необхідного числа світильників, їх типу і розміщення.

Штучне освітлення в приміщеннях для експлуатації ПК повинне здійснюватися системою загального рівномірного освітлення. У випадках переважної роботи з документами, слід застосовувати системи комбінованого освітлення (до загального освітлення додатково встановлюються світильники місцевого освітлення, призначені для освітлення зони розташування документів).

Освітленість на поверхні столу в зоні розміщення робочого документа повинна бути 300-500 лк. Освітлення не повинне створювати відблисків на поверхні екрану. Освітленість поверхні екрану не повинна бути більше 300 лк [8].

Як джерела світла при штучному освітленні слід застосовувати переважно люмінесцентні лампи типу ЛБ і компактні люмінесцентні лампи. У світильниках місцевого освітлення допускається застосування ламп розжарювання, зокрема галогенних.

В приміщенні застосовується штучне освітлення комбіноване(місьцеве і загальне) і природне освітлення бокове. Штучне освітлення виконується за допомогою електричних джерел світла - ламп розжарювання. Виходячи з цього, проведемо розрахунки освітленості нашого приміщення.

Розрахунок освітлення проводиться для кімнати площею 30м², ширина якої 4.5м, висота – 2.7 м. Скористаємося методом світлового потоку .

Визначимо світловий потік в приміщенні і порівняємо його з допустимим, за формулою:

$$E_{\text{еф}} = \frac{F_{\text{л}} N n \eta}{S \cdot k_3 \cdot z}$$

де E_{ef} - розраховується світловий потік, Лм; E - нормована мінімальна освітленість, Лк (визначається за таблицею). Роботу програміста, відповідно до цієї таблиці, можна віднести до розряду точних робіт, отже, мінімальна освітленість буде $E = 300\text{лк}$;

S - площа освітлюваного приміщення (у нашому випадку $S = 30\text{м}^2$);

z - відношення середньої освітленості до мінімальної (звичайно приймається рівним 1,1 ... 1,2, нехай $Z = 1,1$);

k_z - коефіцієнт запасу, враховує зменшення світлового потоку лампи в результаті забруднення світильників у процесі експлуатації (його значення залежить від типу приміщення й характеру проведених у ньому робіт і в нашому випадку $K = 1,5$);

N - кількість світильників;

n - кількість ламп у світильнику.

η - коефіцієнт використання, (виражається відношенням світлового потоку, що падає на розрахункову поверхню, до сумарного потоку всіх ламп і обчислюється в частках одиниці; залежить від характеристик світильника, розмірів приміщення, фарбування стін і стелі, які характеризуються коефіцієнтами відображення від стін (P_c) і стелі (P_n)). Стеля приміщення свіжопобілена $\rho_{cl} = 70\%$, стіни мають світлосірий колір $\rho_{cn} = 50\%$, підлога з паркету $\rho_p = 30\%$.. Значення η визначимо по таблиці коефіцієнтів використання різних світильників. Для цього обчислимо індекс приміщення по формулі:

$$I = \frac{S}{h(A+B)} = \frac{30}{2.7 \cdot (4+7.5)} = 0.966$$

де

S - площа приміщення, $S = 30\text{м}^2$;

h - розрахункова висота підвісу, $h = 2.7$ м;

A - ширина приміщення, $A = 4$ м;

B - довжина приміщення, $B = 7.5$ м.

Підставивши значення отримаємо:

Знаючи індекс приміщення I , за таблицею знаходимо $\eta = 0,38$.

Для освітлення використовується люмінесцентні лампи типу T8 (2.54см), світловий потік яких $F = 3400\text{Лк}$.

Підставимо всі значення у формулу для визначення світлового потоку E_{ef} :

$$E_{\text{ef}} = \frac{3400 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 0,38}{30 \cdot 1,5 \cdot 1} = 258,4\text{лк}$$

Отже, можна зробити висновки, що освітленість приміщення не достатня, саме тому використовується, ще місцеве освітлення, а от освітленість екрану задовольняє нормам.

5.4. Електробезпека

З кожним роком зростає виробництво та споживання електроенергії, а відтак і кількість людей, які в процесі своєї життєдіяльності використовують (експлуатують) електричні пристрої та установки. Тому питання електробезпеки набувають особливої уваги.

Електробезпека – це система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

В приміщення одночасно експлуатується і обслуговується 2 персональних ЕОМ, у доступному місці встановлюється аварійний резервний вимикач та електричний щит з запобіжником, що може повністю виключити електричний струм приміщення, крім освітлення. Заземлення електричного щита виконано із заземленою нейтраллю, а розетки лабораторії виконані з захисним зануленням.

Крім того, кожен ПК в приміщенні на випадок перенавантаження електричної мережі, підключений в розетку з окремим запобіжником виключення.

Для підключення іншої переносної електроапаратури використовуються гнучкі проводи в надійній ізоляції, також з додатковим запобіжником вимикання, також електропроводка від переносних приладів до джерел живлення виконується найкоротшим шляхом без заплутування проводів у приладів і меблів.

Приміщення відповідає усім нормам електробезпеки за ПУЕ 2012 та є придатним та безпечним для роботи.

5.5 Пожежна безпека

Приміщення, в яких встановлені ПК та інша техніка, по пожежній небезпеці відносяться до категорії В, і повинні задовольняти вимогам по запобіганню і гасінню пожежі по, з обов'язковою наявністю телефонного зв'язку і пожежної сигналізації.

Меблі в приміщенні лабораторії із МДФ, дверні та віконні переплети із металопластика, корпуса ЕОМ і приладів із металу та полімерних матеріалів. По вибуху і пожежо-небезпечності приміщення відноситься до категорії В

На основі СНіП II-2-80 [9] будівля відповідає II степені вогнестійкості, що потребує від будівельників конструкції норм вогнестійкості (часу опору вогню):

- несучі стіни, стіни сходових кліток і колони - 2 год.
- сходові клітки, сходи, балки і марші у сходових клітках - 1 год.
- зовнішні стіни навісних панелей - 0.25 год.
- внутрішні і зовнішні стіни (перегородки) - 0.25 год.
- плити і настили конструкцій міжповерхових перекриттів – 0.75 год.
- плити, настили та інші несучі конструкції - 0.25 год.

Приміщення відноситься до категорії В. В приміщенні повинно знаходитись 3 вуглекислотні вогнегасники.

Необхідний час евакуації складає - 3 хвилин. Евакуацію необхідно здійснювати швидко, чітко та без паніки.

В лабораторії знаходиться зріджений нафтовий газ в балоні, який являє собою небезпеку у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

Небезпека при розташуванні газового балону в лабораторії:

Балони призначені для зберігання, перевезення та використання стиснених (азот, повітря, кисень, сірководень), зріджених (аміак, сірчистий ангідрид, бутан) чи розчинених (ацетилен) газів під тиском вищим 0,07 МПа.

Безпечна експлуатація балонів забезпечується:

- необхідною механічною міцністю балонів і належним контролем за їх станом;
- запобіганням помилкового наповнення балонів іншими газами (наприклад, балонів для негорючих газів - горючими; балонів для горючих газів - киснем);
- дотриманням правил наповнення, транспортування, зберігання та використання балонів.

Необхідна механічна міцність балонів забезпечується їх якісним виготовленням та періодичним опосвідченням. Балони для стиснених, зріджених та розчинених газів виготовляють зварними (робочий тиск у балоні - до 3 МПа) або безшовними. У процесі експлуатації балони проходять опосвідчення: огляд внутрішньої (при можливості) та зовнішньої поверхонь балонів; перевірку маси та міцності; гідравлічне випробовування. Огляд балонів здійснюється з метою виявлення на їх стінках корозії, тріщин, вм'ятин та інших пошкоджень для визначення придатності балонів до подальшої експлуатації. Якщо результати огляду незадовільні (виявлено тріщини, вм'ятини, раковини глибиною понад 10 % від номінальної товщини стінки), то балони вибраковуються.

Величина пробного тиску і час витримки балонів під таким тиском встановлюється відповідними стандартами (для стандартних балонів) та технічними умовами (для нестандартних), при цьому пробний тиск повинен бути не менший, ніж півтора значення робочого тиску.

Окрім того, бокові штуцери вентилів балонів (рис. 5.3), що наповнюються горючими газами, мають ліву різьбу, а балонів, що наповнюються киснем та іншими негорючими газами, - праву.

Експлуатація, транспортування та зберігання балонів на підприємстві повинні здійснюватись відповідно до вимог інструкції, затвердженої в установленому порядку. Залишковий тиск газу в балоні повинен бути не менше 0,05 МПа [15].

Основним пристроєм, що забезпечує безпеку під час експлуатації балонів, є редуктор, який знижує тиск стисненого газу до робочого. За конструктивним виконанням редуктори можуть бути різними (одно - та двокамерні, прямої та непрямої дії), однак у всіх редукторів камера низького тиску повинна мати манометр і пружинний запобіжний клапан, відрегульований на відповідний допустимий тиск.

Відповідно до ДНАОП 0.00-1.07-94 балони з газами зберігаються у спеціальних приміщеннях

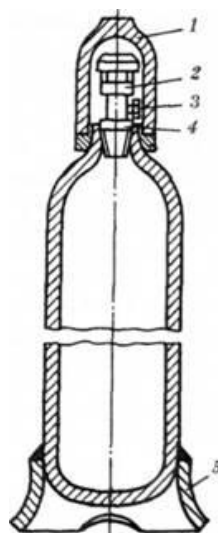


Рисунок 5.3 – Схема балону із захисним ковпаком [15]

Балон: 2 - ковпак; 2 - вентиль; 3 - штуцер; 4 - заглушка; 5 - башмак

(складах) або під навісами, які захищають їх від атмосферних опадів та сонячних променів. Забороняється тримати в одному приміщенні балони з киснем та горючими газами. Балони з отруйними газами зберігаються у спеціальних закритих приміщеннях. Склади для балонів з вибухо- та пожежонебезпечними газами повинні знаходитись у зоні блискавкозахисту.

Наповнені балони зберігаються у вертикальному положенні у спеціально обладнаних гніздах, клітках або огорожуються бар'єром для запобігання їхньому падінню. Балони з газом розміщують на відстані не менше 1 м від радіаторів опалення та інших опалювальних приладів і не менше ніж 5 м від джерел відкритого вогню. Кисневі балони необхідно оберегти від забруднення будь-яким мастилом або жиром, оскільки вони можуть утворити вибухонебезпечну суміш з чистим киснем.

Враховуючи значну масу балонів, особливо наповнених газом, їх переміщення в межах підприємства необхідно здійснювати на спеціально пристосованих для цього візках; при цьому на балон необхідно встановити захисний ковпак 1 (див. рис. 3.4).

Балони призначенні для зберігання, перевезення та використання стиснених (азот, повітря, кисень, сірководень), зріджених (аміак, сірчистий ангідрид, бутан) чи розчинених (ацетилен) газів під тиском вищим 0,07 МПа.

Безпечна експлуатація балонів забезпечується:

- необхідною механічною міцністю балонів і належним контролем за їх станом;
- запобіганням помилкового наповнення балонів іншими газами (наприклад, балонів для негорючих газів – горючими; балонів для горючих газів – киснем);
- дотриманням правил наповнення, транспортування, зберігання та використання балонів [15].

Експлуатація, транспортування та зберігання балонів на підприємстві повинні здійснюватись відповідно до вимог інструкції, затвердженої в установленому порядку. Працівники, які обслуговують балони, повинні

пройти навчання та інструктаж відповідно до чинної нормативної документації. Залишковий тиск газу в балоні повинен бути не менше 0,05 МПа.

Основним пристроєм, що забезпечує безпеку при експлуатації балонів є редуктор, який знижує тиск стисненого газу до робочого. За конструктивним виконанням редуктори можуть бути різними (одно- та двокамерні, прямої та непрямої дії), однак у всіх редукторів камера низького тиску повинна мати манометр і пружинний запобіжний клапан, відрегульований на відповідний допустимий тиск.

Для запобігання неправильному використанню балонів, призначених для різних газів, бокові штуцери вентилів повинні мати різну різьбу (для кисню та інертних газів – праву, для горючих – ліву). Крім того, балони фарбують у відповідний колір, наносять на них кольорові смуги та написи. Балони також маркують – вибивають на верхній сферичній частині металевого корпусу такі дані: товарний знак та клеймо ВТК підприємства-виготовлювача, номер балона, фактичну масу порожнього балона (кг) та його місткість (л), робочий та пробний гідравлічний тиск (МПа), дату (місяць, рік) виготовлення і наступного опосвідчення.

При експлуатації у приміщеннях балони необхідно розмішувати на відстані не менше 1,0 м від радіаторів опалення та інших опалювальних приладів і печей та на відстані не менше 5,0 м від джерел відкритого полум'я. Переміщення балонів має здійснюватися на спеціально пристосованих для цього візках або за допомогою інших пристроїв.

Для запобігання утворенню вибухонебезпечних сумішей не допускається зберігати разом балони з киснем і горючими газами. Балони з отруйними газами зберігають в спеціальних закритих приміщеннях [15].

5.6 Висновки по розділу

У цій частині дипломної роботи було визначено потенційно небезпечні шкідливі фактори, при виконанні роботи, розраховано освітленість робочого яке відповідає нормам.

Проаналізували пожежну безпеку в приміщенні, та дійшли висновку що вона відповідає вимогам. Також був проведений аналіз електробезпеки приміщення в результаті чого встановлено, що він відповідає ГОСТ 12.1.030-81. ССБТ. «Електробезпека. Захисне заземлення, занулення. Вимірювання, 1987».

В результаті було встановлено, що приміщення відповідає державним нормам та забезпечує комфортні умови праці.

ВИСНОВКИ

Аналіз відомих систем накопичення стиснутого повітря дозволив запропонувати новий спосіб накопичення енергії стиснутого повітря, для пневматичних приводів двосторонньої дії. Запропоновано схемні рішення модуля рекуперації.

Для проектування системи рекуперації проведені розрахунки модуля накопичення енергії стиснутого повітря, що дозволило отримати раціональні параметри для побудови математичної моделі модуля рекуперації.

Розраховано експериментальний стенд, що дозволило уточнити параметри модуля рекуперації стиснутого повітря та підібрати апаратуру для побудови експериментального стенду для дослідження модулю рекуперації стиснутого повітря.

Для перевірки роботи системи розроблено математичну модель, яка перевірена на коректність її роботи. Перевірка моделей підтвердила коректність та адекватність роботи моделі і її компонентів.

Проведені модельні дослідження дозволили встановити раціональні параметри інтенсивності гальмування, який виражено через відсоток залишкового робочого ходу, що складає 20%, об'єму ресивера для пневматичного циліндра та максимального тиску наповнення ресиверу модуля рекуперації стиснутого повітря.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Capturing air no longer an exhausting task:
http://www.earsnorthamerica.com/images/Hyd_Pne_Mag.pdf
2. Exhausted Air Recycling System, or E.A.R.S.:
<https://www.vehicleservicepros.com/in-the-bay/tools-equipment/shop-equipment/product/10100352/cejn-industrial-corp-exhausted-air-recycling-system-or-ears>
3. EARS – Exhausted Air Recycling System:
<http://airpowered.co.uk/exhausted-air-recycling-system.htm>
4. Рекуперація енергії гальмування легкового автомобіля Т.Г. Миськів, Н.Р. Янчик <https://vlp.com.ua/node/7235>
5. Save Energy by Recycling Air: <https://www.hydraulicspneumatics.com/air-compressors/save-energy-recycling-air>
6. Pneumatic valve reduces compressed air waste:
<https://www.designworldonline.com/pneumatic-valve-reduces-compressed-air-waste>
7. Air Recycling System: <http://europa-es.ru/engineering/ars>
8. Основи охорони праці. Навчальний посібник / За ред. проф. Ст. Березуцького, Х.: 2005 - 225 с.
9. СНиП 11-4-79. Будівельні норми і правила. Природне і штучне освітлення. - М: Стройиздат. – 1980. – 110 с.
10. Суховій О.О. Модернізація лабораторного стенда для дослідження поршневого пневмопривода із системою накопичення енергії стиснутого газу / О.О. Суховій, О.С. Галецький // тези доповіді Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів «інновації молоді - машинобудуванню» // Київ – 2018.
11. Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу «Основи теорії об'ємного пневмопривода» (частина 2) В. К. Буслов, С. В. Носко. 2007р.

12. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов/ Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб.- М.: Машиностроение, 1982. – 423с., ил.
13. Деремед В.С. Система рекуперації кінетичної енергії в енергію стиснутого повітря для транспортних засобів / В.С. Деремед, О.С. Галецький // тези доповіді Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів «інновації молоді - машинобудуванню» // Київ – 2018.
14. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс] : Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій для студентів інженерних спеціальностей / За заг. ред. О.А. Гавриша. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 28 с.
15. Безпека під час експлуатації балонів:
https://pidruchniki.com/1763111838313/bzhd/bezpeka_pid_chas_ekspluatatsiyi_baloniv
16. Узунов А.В. Циклично-модульный подход в задаче моделирования объектов с гидравлическими компонентами. Промислова гідравліка і автоматика. Всеукраїнський науково-технічний вісник. №1(23) 2009, стр. 61-66.

ДОДАТОК А

Динамічний розрахунок приводу

В динамічному розрахунку визначаємо час спрацювання приводу, під котрим розуміють час t руху поршня в одному напрямку. Цей час складається з трьох складових : t_I – час підготовчого періоду – з початку переключення керуючого пристрою до початку руху поршня; t_{II} – час руху поршня, протягом котрого поршень пройде весь заданий робочий шлях; t_{III} – час кінцевого періоду, впродовж якого тиск в робочій порожнині збільшується до потребуємого значення [12].

У залежності від функціонального призначення приводу ті або інші інтервали часу являються найбільш суттєвими. У транспортуючих пневмоприводах найбільш суттєвим є час руху поршня, а заключний період не розглядається.

На (рис. 2.5) показана розрахункова схема пневмоприводу, основним елементом котрого є поршневий пневмоциліндр двосторонньої дії.

Його положення визначається поточною координатою x . В початковому положенні /показано пунктиром/ $x = 0$, але між поршнем та кришкою циліндру завжди є невеликий об'єм – шкідливий об'єм. Фіктивна координата x_0 , характеризує мінімальний розрахунковий об'єм робочої порожнини циліндру, котрий повинен бути наповнений стиснутим повітрям, перед тим як поршень почне рух. Фактичний мінімальний об'єм робочої порожнини дорівнює додатку шкідливого об'єму до об'єму трубопроводу, що зв'язує робочу порожнину з виходом пневморозподільвача [12].

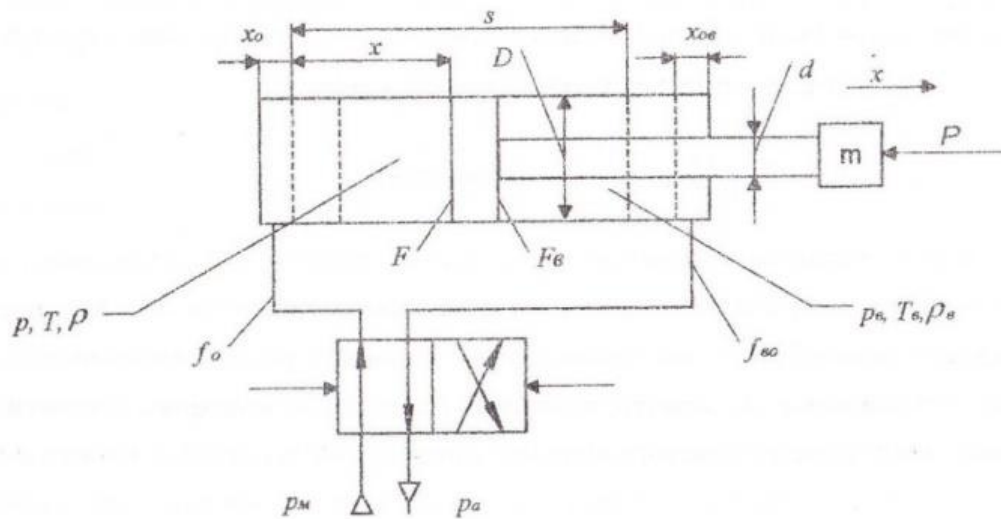


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема пневмоприводу

Однак при розрахунку треба враховувати, що умови наповнення порожнини та об'єму рівномірно розподіленого по довжині трубопроводу не є однаковими, тому фактичний об'єм трубопроводу замінюється його розрахунковим (приведеним) значенням. Координата x_0 розраховується по формулі:

$$x_0 = \frac{V_{P\min}}{F} = \frac{V_0 + V_{PT}}{F}, \quad (2.1)$$

де $V_{P\min}$ – мінімальний розрахунковий об'єм робочої порожнини;

F – площа поршня з боку робочої порожнини;

V_0 – шкідливий об'єм циліндру;

V_{PT} – розрахунковий (приведений) об'єм трубопроводу.

$$\frac{V_0}{F \cdot s} = 0,02$$

$$V_0 = 0,02 \cdot F \cdot s = 0,02 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s = 0,02 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} \cdot 0,5 = 1,225 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

де s – робочий хід привода.

Пізніше знайдемо, що $V_{до} = 75,4517 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Підставимо значення в (2.1) і знайдемо x_0 :

$$x_0 = \frac{1,225 \cdot 10^{-4} + 0,754517 \cdot 10^{-4}}{\frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4}} = 0,01614 \text{ м}.$$

Так само заходиться координата $x_{ов}$, що характеризує мінімальний розрахунковий об'єм порожнини вихлопу:

$$x_0 = \frac{V_{ов} + V_{PTв}}{F_{\epsilon}}, \quad (2.2)$$

де F_{ϵ} – площа поршня з боку порожнини вихлопу;

$V_{ов}$ – шкідливий об'єм вихлопу циліндра;

$V_{PTв}$ – розрахунковий об'єм лінії вихлопу.

$$\frac{V_{ов}}{F_{\epsilon} \cdot s} = 0,02$$

$$V_{ов} = 0,02 \cdot F_{\epsilon} \cdot s = 0,02 \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} s = 0,02 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,125^2 - 0,032^2)}{4} \cdot 0,5 = 0,1125 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

де s – робочий хід привода.

Пізніше знайдемо, що $V_{PTв} = 95,92 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Підставимо значення в (2.1) і знайдемо $x_{ов}$:

$$x_{os} = \frac{0,1125 \cdot 10^{-3} + 0,09592 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14 \cdot (0,125^2 - 0,032^2)}{4}} = 0,0672 \text{ м.}$$

Знаходження пропускної здатності напірної пневмолінії

Так як пневмолінія нашої схеми складається з двох частин трубопроводу, що зв'язують між собою елементи пневмоапаратури, на яких будемо визначати пропускну здатність напірної пневмолінії, то ефективна площа перерізу являє собою приведену величину [12].

При послідовному з'єднанні елементів та ділянок напірної пневмолінії маємо:

$$\frac{1}{f_e^2} = \frac{1}{f_{e_{MP}}^2} + \frac{1}{f_{e_{K3}}^2} + \frac{1}{f_{e_{T1}}^2} + \frac{1}{f_{e_P}^2} + \frac{1}{f_{e_{T2}}^2}$$

Значення пропускної здатності: для розподільника Р6 $K_V=40$ л/хв., для масло розпилювача $K_V=20$ л/хв., для зворотного пневмоклапана 16-1К $K_V=40$ л/хв.

$$K_{V_{K3}} = K_{V_P} = 40 \frac{\text{л}}{\text{хв}} = 40 \frac{0,001 \text{ м}^3}{\frac{1}{60} \text{ год}} = 40 \frac{60 \text{ м}^3}{1000 \text{ год}} = 2,4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

$$K_{V_{MP}} = 20 \frac{\text{л}}{\text{хв}} = 20 \frac{0,001 \text{ м}^3}{\frac{1}{60} \text{ год}} = 20 \frac{60 \text{ м}^3}{1000 \text{ год}} = 1,2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

По формулі (2.3) знайдемо ефективну площу розподільника, маслорозпилювача і зворотного пневмоклапана.

$$f_e = \frac{K_v}{5 \cdot 10^4}, \quad (2.3)$$

$$f_{e_{K3}} = f_{e_p} = \frac{K_{V_p}}{5 \cdot 10^4} = \frac{K_{V_{MP}}}{5 \cdot 10^4} = \frac{2,4}{5 \cdot 10^4} = 48 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_{e_{MP}} = \frac{K_{V_{K3}}}{5 \cdot 10^4} = \frac{1,2}{5 \cdot 10^4} = 24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

Знайдемо $f_{e_{T1}}$, для цього знайдемо коефіцієнт сумарних витрат ζ_1 по формулі:

$$\zeta_1 = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{l_{T1}}{d} = \frac{0,03}{2} \cdot \frac{8}{0,016} = 7,5, \quad (2.4)$$

де $\lambda=0,03$ – коефіцієнт тертя для повітря,

$d=0,016\text{м}$ – діаметр трубопроводу,

$l_{T1}=8\text{м}$ – довжина першої ділянки трубопроводу.

За величиною ζ_1 , використовуючи графік $\mu=f(\zeta)$ (рис. 2.6), знаходимо величину $\mu_1=0,4$.

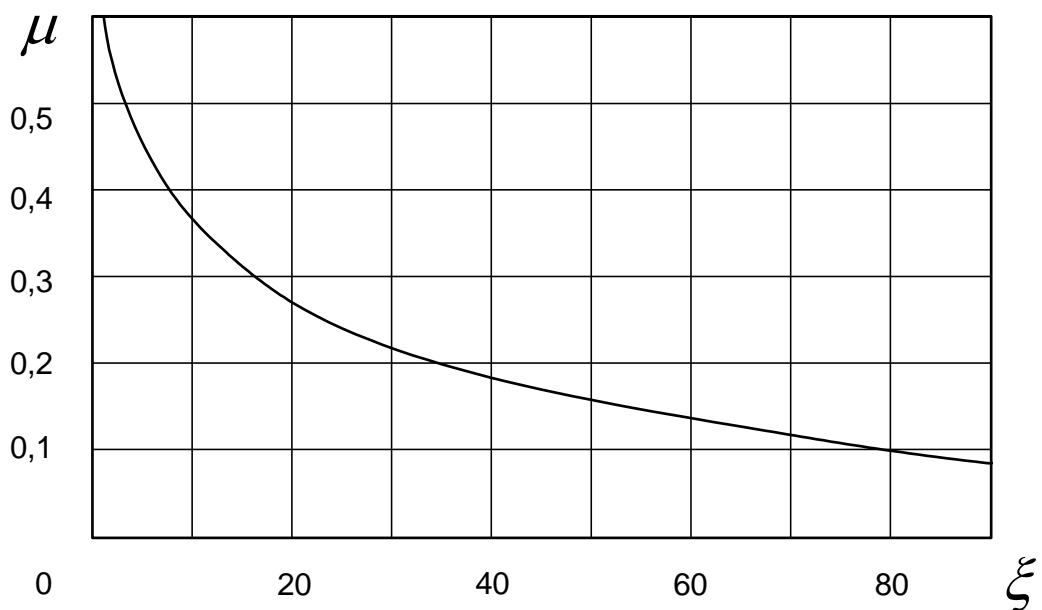


Рисунок 2.6 – Графік залежності $\mu=f(\zeta)$ [12]

Розраховуємо ефективну площу:

$$f_{e_{T1}} = \mu_1 \cdot f_{T1}, \quad (2.5)$$

де f_{T1} – площа перетину трубопроводу.

$$f_{T1} = \frac{\pi \cdot d_{T1}^2}{4}.$$

Підставимо значення:

$$f_{e_{T1}} = 0,4 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 80,384 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Так само і для другої ділянки трубопроводу:

Коефіцієнт сумарних витрат ζ_2 :

$$\zeta_2 = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{l_{T2}}{d} = \frac{0,03}{2} \cdot \frac{0,5}{0,016} = 0,469, \quad (2.6)$$

де $\lambda=0,03$ – коефіцієнт тертя для повітря,

$d=0,016\text{м}$ – діаметр трубопроводу,

$l_{T2}=0,5\text{м}$ – довжина другої ділянки трубопроводу.

За величиною ζ_2 , використовуючи графік $\mu=f(\zeta)$ (рис. 2.4), знаходимо величину $\mu_2=0,6$.

Потім розраховуємо ефективну площу:

$$f_{e_{T2}} = \mu_2 \cdot f_{T2}, \quad (2.7)$$

де f_{T2} – площа перетину трубопроводу.

$$f_{T2} = \frac{\pi \cdot d_{T2}^2}{4}.$$

Підставимо значення:

$$f_{e_{T2}} = 0,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 67,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Підставимо отримані значення в формулу (2.4), отримаємо:

$$\frac{1}{f_e^2} = 2 \cdot \frac{1}{(48 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(24 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(80,384 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(67,4 \cdot 10^{-6})^2};$$

$$f_e = \frac{1}{\sqrt{1,618 \cdot 10^{10}}} = 7,862 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Знаходження пропускної здатності пневмолінії вихлопу

Так як пневмолінія нашої схеми складається з двох частин трубопроводу, що зв'язують між собою елементи пневмоапаратури, на яких будемо визначати пропускну здатність пневмолінії вихлопу, то ефективна площа перетину являє собою приведену величину [12].

При послідовному з'єднанні елементів та ділянок пневмолінії вихлопу маємо:

$$\frac{1}{f_{ев}^2} = \frac{1}{f_{ев_{T2}}^2} + \frac{1}{f_{ев_p}^2} \quad (2.8)$$

Значення пропускної здатності: для розподільника Р6 $K=40$ л/хв.

$$K_{V_p} = 40 \frac{\text{л}}{\text{хв}} = 40 \frac{0,001\text{м}^3}{\frac{1}{60}\text{год}} = 40 \frac{60\text{м}^3}{1000\text{год}} = 2,4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

По формулі (2.9) знайдемо ефективну площу розподільника.

$$f_{ев} = \frac{K_V}{5 \cdot 10^4}, \quad (2.9)$$

$$f_{евр} = \frac{K_{V_p}}{5 \cdot 10^4} = \frac{2,4}{5 \cdot 10^4} = 48 \cdot 10^{-6} \text{м}^2;$$

Знайдемо $f_{евr2}$, для цього знайдемо коефіцієнт сумарних витрат ζ_2 по формулі:

$$\zeta_2 = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{l_{T2}}{d}, \quad (2.10)$$

де $\lambda=0,03$ – коефіцієнт тертя для повітря,

$d=0,016\text{м}$ – діаметр трубопроводу,

$l_{T2}=0,5\text{м}$ – довжина першої ділянки трубопроводу.

$$\zeta_{ев2} = \frac{0,03}{2} \cdot \frac{0,5}{0,016} = 0,625.$$

За величиною $\zeta_{ев2}$, використовуючи графік $\mu=f(\zeta)$ (рис. 3), знаходимо величину $\mu_{ев2}=0,6$.

Потім розраховуємо ефективну площу:

$$f_{e_{T2}} = \mu_{e_2} \cdot f_{e_{T1}}, \quad (2.11)$$

де $f_{e_{T2}}$ – площа перерізу трубопровода.

$$f_{e_{T1}} = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{e_{T1}}^2}{4} = 0,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 67,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Підставимо отримані значення в формулу (2.9), отримаємо:

$$\frac{1}{f_{e6}^2} = \frac{1}{(67,8 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(48 \cdot 10^{-6})^2} = 0,065 \cdot 10^{10} \text{ м}^2;$$

$$f_{e6} = \frac{1}{\sqrt{0,065 \cdot 10^{10}}} = 39,176 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Врахування об'ємів трубопроводів при динамічному розрахунку напірної пневмолінії

Розроблено метод врахування розподіленого об'єму трубопровода шляхом його приведення до зосередженого об'єму. Розрахунковий (приведений) об'єм визначається з виразу:

$$V_{PT} = k_v \cdot V_T, \quad (2.12)$$

де V_T – фактичний об'єм трубопровода;

$$V_T = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot l_{T2};$$

k_v – коефіцієнт приведення розподіленого об'єму до зосередженого.

Коефіцієнт k_v знаходиться по формулі:

$$k_v = \frac{f_e}{f'_e}, \quad (2.13)$$

де f_e – ефективна площа перерізу пневмолінії;

f'_e – ефективна площа перерізу тієї ж пневмолінії, але знайдена з урахуванням половини гідравлічного опору ділянки трубопровода, для якого визначається розрахунковий об'єм.

Знайдемо ефективну площу на ділянці l_{T2} , із якої визначимо розрахунковий об'єм:

$$f'_{e_{T2}} = \mu_2 \cdot f'_{T2}. \quad (2.14)$$

Знайдемо для половини ділянки l_{T2} значення ζ'_2 :

$$\zeta'_2 = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot l_{T2}}{d} = \frac{1}{2} \cdot 0,03 \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot 0,5}{0,016} = 0,3125.$$

За величиною ζ'_2 використовуючи графік $\mu=f(\zeta)$ (рис. 2.5), знаходимо величину $\mu'_2 = 0,7$.

Підставимо знайдені значення в (2.14) та отримаємо:

$$f'_{e_{T2}} = 0,7 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 140,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Щоб знайти f'_e скористаємось формулою (2.15).

$$\frac{1}{f_e'^2} = \frac{1}{f_{e_{MP}}^2} + \frac{1}{f_{e_{K3}}^2} + \frac{1}{f_{e_{T1}}^2} + \frac{1}{f_{e_P}^2} + \frac{1}{f_{e_{T2}}^2} \quad (2.15)$$

$$\frac{1}{f_e'^2} = \frac{1}{(140,67 \cdot 10^{-6})^2} + 2 \frac{1}{(67,8 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(113,04 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(24 \cdot 10^{-6})^2} = 0,5692 \cdot 10^{10} \text{ } \dot{\text{m}}^2;$$

$$f_e' = \frac{1}{\sqrt{0,5692 \cdot 10^{10}}} = 10,47 \cdot 10^{-6} \text{ } \dot{\text{m}}^2.$$

$$\frac{1}{f_e'^2} = \frac{1}{f_{e_{MP}}^2} + \frac{1}{f_{e_{K3}}^2} + \frac{1}{f_{e_{T1}}^2} + \frac{1}{f_{e_P}^2} + \frac{1}{f_{e_{T2}}^2} \quad (2.16)$$

Знайдені значення підставимо в (2.13):

$$k_v = \frac{7,862 \cdot 10^{-6}}{10,47 \cdot 10^{-6}} = 0,751.$$

Далі підставимо k_v у формулу (2.12) і знайдемо V_{PT} :

$$V_{PT} = 0,751 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot 0,5 = 75,4517 \cdot 10^{-6} \text{ } \dot{\text{m}}^3.$$

Врахування об'ємів трубопроводів при динамічному розрахунку пневмолінії вихлопу

Розрахунковий (приведений) об'єм лінії вихлопу визначимо з виразу:

$$V_{PT6} = k_{vg} \cdot V_{T6}, \quad (2.17)$$

де $V_{Тв}$ – фактичний об'єм трубопровода;

$$V_{Тв} = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot l_{Т2в};$$

k_{VB} – коефіцієнт приведення розподіленого об'єму до зосередженого.

Коефіцієнт k_{VB} знаходиться по формулі:

$$k_{VB} = \frac{f_{ев}}{f'_{ев}}, \quad (2.18)$$

де $f_{ев}$ – ефективна площа перерізу пневмолінії;

$f'_{ев}$ – ефективна площа перерізу тієї ж пневмолінії, але знайдена з урахуванням половини гідравлічного опору ділянки трубопровода, для якого визначається розрахунковий об'єм. [12]

Знайдемо ефективну площу на ділянці $l_{Т2в}$, із якої визначимо розрахунковий об'єм:

$$f'_{ев2} = \mu_2 \cdot f'_{Т2}. \quad (2.19)$$

Знайдемо для половини ділянки $l_{Т2в}$ значення ζ'_2 :

$$\zeta'_2 = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot l_{Т2в}}{d} = \frac{1}{2} \cdot 0,03 \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot 0,5}{0,016} = 0,2344.$$

За величиною ζ'_2 використовуючи графік $\mu=f(\zeta)$ (рис. 2.4), знаходимо величину $\mu'_2 = 0,7$.

Підставимо знайдені значення в (2.19) та отримаємо:

$$f'_{e_{T_2}} = 0,7 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016}{4} = 140,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Щоб знайти $f'_{e\phi}$ скористаємось формулою (2.19).

$$\frac{1}{f'^2_{e\phi}} = \frac{1}{f^2_{e\phi_{T_2}}} + \frac{1}{f^2_{e\phi_p}} = \frac{1}{(140,67 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(48 \cdot 10^{-6})^2} = 0,094 \cdot 10^{10} \text{ м}^2, \quad (2.20)$$

$$f'_{e\phi} = \frac{1}{\sqrt{0,094 \cdot 10^{10}}} = 41,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Знайдені значення підставимо в (2.19):

$$k_{v\phi} = \frac{39,176 \cdot 10^{-6}}{41,04 \cdot 10^{-6}} = 0,9546.$$

Далі підставимо $k_{v\phi}$ у формулу (2.18) і знайдемо $V_{PT\phi}$:

$$V_{PT\phi} = 0,9546 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot 0,5 = 95,92 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

ДОДАТОК Б

Визначення часу підготовчого періоду

Час t_n підготовчого періоду знаходиться по формулі:

$$t_n = t_1 + t_2 + t_3, \quad (2.21)$$

де t_1 – час переключення розподільника (приводиться в технічній характеристиці) $t_1=0,063\text{с}$; t_2 – час розповсюдження тиску в трубопроводах, що пов'язує порожнини пневмоциліндра і розподільника, визначається згідно формули:

$$t_2 = \frac{l_{T2}}{a}, \quad (2.22)$$

де l_{T2} – довжина трубопроводу, a – швидкість звуку в повітрі, що визначається як функція абсолютної температури повітря $a \approx 20\sqrt{T}$, котру можна прийняти рівною середній температурі навколишнього середовища $T = 290\dots 293^\circ\text{K}$.

t_3 – час зміни тисків у порожнинах пневмоциліндра на момент початку руху поршня з місця.

Підставимо значення в (2.22) і отримаємо:

$$t_2 = \frac{l_{T2}}{a} = \frac{l_{T2}}{20 \cdot \sqrt{T}} = \frac{0,5}{20 \cdot \sqrt{291}} = 0,00172\text{с}.$$

Для визначення складової t_3 часу підготовчого періоду необхідно розрахувати час двох процесів: наповнення робочої порожнини від атмосферного тиску до тиску руху, при якому поршень починає рухатись з

місця, і спорожнення порожнини вихлопу від магістрального тиску до тиску руху в порожнині вихлопу. Якщо знайдені періоди не рівні, тоді за час t_3 приймається більший з них [12].

Час наповнення робочої порожнини визначається із виразу:

$$t_{nan} = 3.62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{p \min}}{f_e} [\psi_1(\sigma_p) - \psi_1(\sigma_a)], \quad (2.26)$$

де $V_{p \min}$ – мінімальний розрахунковий об'єм робочої порожнини;

$$V_{p \min} = V_o + V_{pT} = 1,225 \cdot 10^{-4} + 0,754517 \cdot 10^{-4} = 1,979517 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

f_e – ефективна площа прохідного перерізу лінії підводу, $f_e = 7,862 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;

$\sigma = p / p_m$ – безрозмірний тиск в робочій порожнині пневмоциліндру, що є відношення поточного тиску в цій порожнині до тиску, що підводиться від живлення;

$\sigma_a = p_a / p_m$ – безрозмірний тиск, що відповідає початку наповнення;

$$\sigma_a = \frac{p_a}{p_m} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 10^6} = 0,2;$$

$\sigma_p = p_p / p_m$ – безрозмірний тиск в кінці підготовчого періоду в момент початку руху поршня з місця;

$\psi_1(\sigma_p), \psi_1(\sigma_a)$ – функції тиску, що визначаються згідно графіку на (рис. 2.7)

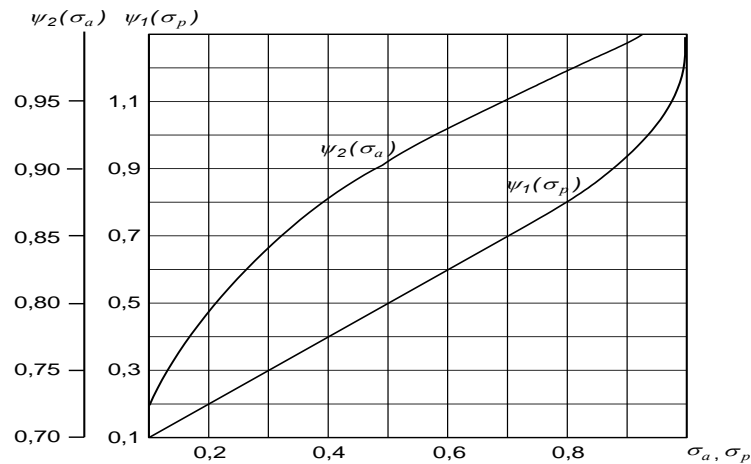


Рисунок 2.7 – Функції тиску [12]

Час спорожнення порожнини вихлопу від початкового в ній тиску $p_{\text{впоч}}=p_m$ до тиску руху $p_{\text{вр}}$ в момент початку руху поршня з місця визначається згідно залежності:

$$t_{on} = 2.53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{p\epsilon}}{f_{\text{ве}} \cdot \sigma_a^{\frac{2k}{k-1}}} [\psi_2(\sigma_{\text{вр}}) - \psi_2(\sigma_a)]. \quad (2.27)$$

Тут $V_{p\epsilon} = V_{p\epsilon \min} + F_{\epsilon} \cdot s$ – розрахунковий об'єм порожнини вихлопу,

$$V_{p\epsilon} = (V_o + V_{pT\epsilon}) + \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot s = (0,1225 \cdot 10^{-3} + 0,0959 \cdot 10^{-3}) + \frac{3,14 \cdot (0,125^2 - 0,032^2)}{4} \cdot 0,5 = 5,94942 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$\sigma_1 = p_a / p_{\epsilon}$ – безрозмірний тиск в порожнині вихлопу, що є відношенням атмосферного тиску p_a до поточного значення тиску у цій порожнині,
 $\sigma_a = \sigma_{\text{ва}} = p_a / p_m$ – безрозмірний тиск в порожнині вихлопу на початку спорожнення,

$$\sigma_a = \sigma_{\text{ва}} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 10^6} = 0,2;$$

$\sigma_{ep} = p_a / p_{ep}$ – безрозмірний тиск в порожнині вихлопу на початку руху поршня з місця,

$$\sigma_{ep} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{0,83 \cdot 10^6} = 0,12;$$

$\psi_2(\sigma_{ep}), \psi_2(\sigma_a)$ – функції тиску в порожнині тиску, що визначається згідно графіка на рис. 5.

k – показник адіабати, $k=1,4$.

Необхідні для розрахунку тиски руху визначаються з рівняння рівноваги сил, діючих на поршень на початку руху:

$$p_e \cdot F - p_{ep} \cdot F_e - P = 0. \quad (2.28)$$

В рівняння входить сила опору руху

$$P = P_1 + P_2 \pm mg + p_a(F - F_e), \quad (2.29)$$

яка включає в себе силу тертя P_1 , корисне навантаження P_2 , масову силу mg , що не враховується при горизонтальному розташуванні циліндра, а також поправку $p_a(F - F_e)$, яка викликана тим, що в рівнянні (2.28) враховуються не надлишкові, а абсолютні тиски.

Значення P_1 знайдемо із формули:

$$P_1 = k_T \cdot (m_1 + m_2) \cdot g,$$

де k_T – коефіцієнт тертя, $k_T=0,17$;

m_1 – маса рухомих частин привода (крім вантажу, що переміщається),

$m_1=50\text{кг}$;

T_1 – маса вантажу, що переміщується, $T_2=0$.

Підставимо значення в (2.29), отримаємо:

$$P_1 = 0,17 \cdot (50 + 0) \cdot 9,81 = 83,385 \text{ Н}.$$

Знайдемо P , підставивши всі значення в (2.28):

$$P = 83,385 + 1,5 \cdot 10^3 + 0,49 \cdot 10^3 + 0,1 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} - \frac{3,14 \cdot (0,125^2 - 0,032^2)}{4} \right) = 2,916 \text{ кН}.$$

Так як в рівнянні (2.27) два невідомих то воно має множину рішень, з яких тільки одне вірне. Для його знаходження використовується метод підбору [12].

Присвоюємо значенню $p_p=p_m=0,5\text{МПа}$ і згідно рівняння (2.27) знаходиться відповідне значення $p_{вр}$:

$$p_{ep} = \frac{p_p \cdot F - P}{F_e};$$

$$p_{ep} = \frac{0,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} - 2,916 \cdot 10^3}{\frac{3,14(0,125^2 - 0,032^2)}{4}} = 0,829 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,83 \text{ МПа}.$$

Знайдемо:

$$\sigma_p = \frac{p_p}{p_m} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 10^6} = 1.$$

Знаходимо значення функцій $\psi_1(\sigma_p = 1) = 1,27$, $\psi_1(\sigma_a = 0,2) = 0,2$ по графіку на рис. 2.4.

Визначаємо по формулі (25) $t_{\text{нап}}$:

$$t_{\text{нап}} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{0,33 \cdot 10^{-3}}{13,19 \cdot 10^{-6}} [1,27 - 0,2] = 0,096 \text{с.}$$

Знаходимо значення функцій по графіку на рис. 2.4.

$$\psi_2(\sigma_{\text{вп}} = 0,12) = 0,72, \quad \psi_2(\sigma_a = 0,2) = 0,34. .$$

Визначаємо по формулі (2.26) $t_{\text{оп}}$:

$$t_{\text{оп}} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{9,5 \cdot 10^{-4}}{39,176 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{\frac{1,4-1}{2-1,4}}} [0,72 - 0,34] = 0,294 \text{с.}$$

Оскільки $t_{\text{нап}} \leq t_{\text{оп}}$, то підбір правильний.

Підставимо значення в (2.21) і знайдемо час $t_{\text{п}}$ підготовчого періоду:

$$t_n = t_1 + t_2 + t_3, = 0,063 + 0,00172 + 0,294 = 0,35872 \text{с.}$$

ДОДАТОК В

Визначення часу руху

Рух поршня пневмоциліндру двосторонньої дії описується системою диференціальних рівнянь, в яку входять рівняння руху поршня як твердого тіла і два рівняння енергетичного балансу, що характеризують зміну тисків в кожній з порожнин пневмоциліндру:

$$\begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} &= \frac{1}{m}(pF - p_{\epsilon}F_{\epsilon} - P); \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{k}{x+x_0} \left[\frac{f_e \cdot K \cdot \rho_m \sqrt{RT_m} \cdot \varphi(\sigma)}{F} - p \cdot \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dp_{\epsilon}}{dt} &= \frac{k}{s+x_{0\epsilon}-x} \left[p_{\epsilon} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{f_{\epsilon e} \cdot K \cdot p_{\epsilon}^{\frac{3k-1}{2k}} \sqrt{RT_m} \cdot \varphi(\sigma_{\epsilon})}{F_{\epsilon} \cdot p_m^{\frac{k-1}{2k}}} \right]. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Тут $k = 1.4$ – показник адіабати, $K = \sqrt{\frac{2k}{k-1}}$ – коефіцієнт, R – газова постійна (для сухого повітря $R = 287 \text{ Дж/кг град}$), T_m – абсолютна температура повітря, що підводиться з магістралі, $\varphi(\sigma), \varphi(\sigma_{\epsilon})$ – функція витрати, що визначається згідно до формули

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}. \quad (2.31)$$

У загальному вигляді система рівнянь (2.30) рішення не має. Вона може бути вирішена тільки шляхом числового інтегрування.

Початковими параметрами при інтегруванні є: $x_n = 0; \left(\frac{dx}{dt} \right)_n = \dot{x}_n = 0;$

$$\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_n = \ddot{x}_n = 0; p_n = p_p; \sigma_n = \frac{p_p}{p_m} = \sigma_p; p_{en} = p_{ep}; \sigma_{en} = \frac{p_a}{p_{ep}} = \sigma_{ep}.$$

Інтегрування ведеться до тих пір, поки не буде знайдене значення кінцевої координати поршня $x_{кін} \geq s$.

Система рівнянь (2.30) після переходу від дійсних величин до безрозмірних приймає вигляд:

$$\ddot{\xi} = \frac{1}{N^2} \left(\sigma - \frac{\sigma_a}{\alpha \cdot \sigma_\epsilon} - \chi \right);$$

$$\frac{d\sigma}{d\tau} = \frac{k}{\xi_0 + \xi} [\varphi(\sigma) - \sigma \cdot \dot{\xi}]; \quad (2.32)$$

$$\frac{d\sigma_\epsilon}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{0\epsilon} + 1 - \xi} \left[\alpha \cdot \omega \cdot \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sigma_\epsilon^{\frac{k+1}{2k}} \cdot \varphi(\sigma_\epsilon) - \sigma_\epsilon \cdot \dot{\xi} \right].$$

Тут $\ddot{\xi}$ – прискорення поршня;

N – конструктивний (узагальнюючий) параметр,

$$N = 352 \frac{f_\epsilon}{D^3} \sqrt{\frac{mg}{p_i \cdot s}} = 352 \cdot \frac{7,862 \cdot 10^{-6}}{0,125^3} \sqrt{\frac{50 \cdot 9,81}{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,5}} = 0,063.$$

Тиск в робочій порожнині $\sigma = \frac{P}{P_m}$;

Відношення площ поршня в порожнинах циліндра $\alpha = \frac{F}{F_\epsilon}$;

$$\alpha = \frac{\frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4}}{\frac{3,14 \cdot (0,125^2 - 0,032^2)}{4}} = 1,04;$$

Тиск в порожнині вихлопу $\sigma = \frac{p_a}{p_e};$

$$\text{Безрозмірне навантаження } \chi = \frac{D}{p_i \cdot F} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4}} = 0,245;$$

Початкові параметри при числовому інтегруванні:

$$\xi_n = 0; \dot{\xi}_n = 0; \ddot{\xi}_n = 0; \sigma_n = \sigma_p; \sigma_{en} = \sigma_{ep};$$

Тоді рівняння динаміки прямого ходу привода буде мати такий вигляд:

$$\sigma_p - \frac{\sigma_a}{\alpha \cdot \sigma_{ep}} - \chi = 0. \quad (2.33)$$

В (2.33) приймемо $\sigma_p = 1$, тоді:

$$\sigma_{ep} = \frac{\sigma_a}{\alpha \cdot (1 - \chi)} = \frac{0,2}{1,04 \cdot (1 - 0,245)} = 0,255.$$

Сума інтегралів безрозмірного часу на всіх кроках числового інтегрування в межах зміни ξ від 0 до 1 дає безрозмірний час руху поршня τ_s , який переводиться в дійсний час згідно формули:

$$t_p = 1,03 \cdot 10^{-3} \frac{s D^2}{f_e} \tau_s. \quad (2.34)$$

Для спрощеного методу знаходження часу руху поршня необхідно спочатку визначити як рухається поршень циліндру, рівноприскорено або рівномірно [12].

Прихильність приводу до рівноприскореного чи рівномірного руху і можливість використання для розрахунку часу руху спрощених формул оцінюється по величині конструктивного параметру N . Він порівнюється зі значенням N^* , отриманому з виразу

$$N^* = \frac{1}{\dot{\xi}_y} \sqrt{\frac{1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi}{2}}.$$

Значення $\dot{\xi}_y$ знаходимо з додатку 2 [12], де для $\chi = 0,245$ та $\sigma = 0,15$ при співвідношенні $\Omega = \frac{f_{e6}}{f_e} = \frac{39,176}{7,862} = 4,98$ знаходимо що $\dot{\xi}_y = 0,5243$; $\sigma_y = 0,4935$

$$N^* = \frac{1}{\dot{\xi}_y} \sqrt{\frac{1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi}{2}} = \frac{1}{0,5243} \sqrt{\frac{1 - \frac{0,2}{1,04} - 0,245}{2}} = 1,012.$$

Тобто $N \ll N^*$; $0,063 \ll 1,012$. Має місце рівноприскорений рух.

Рівноприскорений рух має місце при значній масі рухомих частин та великій перепускній здатності ліній підводу та вихлопу. Із-за інерційності рухомих частин їх розгін відбувається повільно та триває на протязі усього руху поршня. На поршні устанавлюється максимальний перепад тисків, тому що процеси наповнення і спорожнення порожнин пневмоциліндру протікають скоріше, аніж зміна їх об'єму. Тому при русі поршню в робочій порожнині підтримується тиск p_m , а в порожнині вихлопу – p_a . Для таких умов рівняння, що характеризують зміну тисків, втрачають сенс і при

динамічному розрахунку розглядаються лише рівняння руху поршня, у якому $\sigma = 1$ та $\sigma_B = 1$;

$$\ddot{\xi} = \frac{1}{N^2} \left(1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi \right).$$

Після подвійного інтегрування (постійні інтегрування знаходяться при початкових умовах, інакше кажучи при $\tau = 0$, $\dot{\xi} = 0$, $\xi = 0$) знаходимо:

$$\xi = \frac{1}{N^2} \left(1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi \right) \cdot \frac{\tau^2}{2}.$$

Безрозмірний час повного руху τ_s знаходиться при $\xi = 1$:

$$\tau_s = N \sqrt{\frac{2}{1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi}} = 0,063 \sqrt{\frac{2}{1 - \frac{0,2}{1,04} - 0,245}} = 0,1188.$$

Тоді

$$t_p = 1,03 \cdot 10^{-3} \frac{sD^2}{f_e} \tau_s = 1,03 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,5 \cdot 0,125^2}{7,862 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,1188 = 1,216c.$$

ДОДАТОК Г

Визначення часу заключного періоду

Час заключного періоду визначається тривалістю тисків в порожнинах пневмоциліндру після зупинки поршня наприкінці руху, тобто тривалістю процесів наповнення і спорожнення робочої і вихлопної порожнин, в яких повинні встановитися стабільні тиски – магістральний в робочій і атмосферний в порожнині вихлопу. Для визначення часу цих процесів використовуються залежності (2.25) і (2.27) з урахуванням умов, які змінилися. Робоча порожнина з розрахунковим об'ємом [12].

$$V_p = V_{p.min} + F_s = 0,198 \cdot 10^{-5} + 0,012 \cdot 0,5 = 6,198 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

наповнюється від тиску p_k в момент зупинки поршню наприкінці руху до тиску p_m . Їм відповідають безрозмірні значення $\sigma_k = \frac{p_k}{p_m}$ і $\sigma = \frac{p_m}{p_m} = 1$.

Розрахунковий об'єм порожнини вихлопу

$$V_{pv} = V_{pv.min} = 5,94942 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

а діапазон зміни тиску – від p_{vk} до p_a , або від $\sigma_{vk} = p_a/p_{vk}$ до $\sigma_v = p_a/p_v = 1$ в безрозмірних величинах.

Визначаємо час наповнення робочої порожнини:

$$t_{nan} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_p}{f_e} [\psi_1(\sigma_m) - \psi_1(\sigma_k)].$$

$$\sigma_k = 1;$$

$$\sigma_{pk} = 0,4935.$$

Знаходимо значення функції по графіку на рис. 2.4

$$\psi_1(\sigma_M = 1) = 1,27, \quad \psi_1(\sigma_K = 0,49) = 0,5.$$

$$t_{\text{нап}} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{6,198 \cdot 10^{-5}}{7,862 \cdot 10^{-6}} [1,27 - 0,5] = 0,00214 \text{ с.}$$

Визначаємо час випорожнення порожнини вихлопу:

$$t_{\text{оп}} = 2.53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{\text{рв}}}{f_{\text{вс}} \cdot \sigma_a^{\frac{2k}{k-1}}} [\psi_2(\sigma_{\text{вв}}) - \psi_2(\sigma_B)]$$

$$\sigma_{\text{вв}} = \frac{\sigma_a}{(\sigma_v - \chi) \cdot \alpha} = \frac{0,2}{(0,49 - 0,245) \cdot 1,04} = 0,785$$

$$\sigma_B = 1$$

Знаходимо значення функції по графіку на рис. 2.4

$$\psi_2(\sigma_{\text{вв}} = 0,785) = 0,96, \quad \psi_2(\sigma_B = 1) = 1,16.$$

$$t_{\text{оп}} = 2.53 \cdot 10^{-2} \frac{5,949 \cdot 10^{-3}}{39,176 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}}} [1,16 - 0,96] = 0,1735 \text{ с.}$$

За час заключного періоду $t_{\text{зак}}$ приймається найбільше із знайдених значень

$t_{\text{нап}}$ і $t_{\text{спор}}$, тобто $t_{\text{зак}} = 0,1735 \text{ с.}$

ДОДАТОК Д

Визначення часу прямого ходу

$$t_{nx} = t_n + t_p + t_{zak}, \quad (2.35)$$

Підставимо знайдені значення у формулу (35) і одержимо:

$$t_{nx} = 0,35872 + 1,216 + 0,1735 = 1,74822 \text{с.}$$